

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ  
ІМ. Ю.М.ПОТЕБНІ

КАФЕДРА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ ТА КІБЕРФІЗИЧНИХ  
СИСТЕМ

**Кваліфікаційна робота**  
другий магістерський  
(рівень вищої освіти)

на тему Розробка енергоефективної технології споживання енергоносіїв на  
промислових об'єктах

Виконала: студентка 2 курсу, групи 8.1442

Тесленко Анастасія Юріївна

спеціальності теплоенергетика

освітньої програми теплоенергетика

Керівник к.т.н., доц. Барішенко О.М.

Рецензент д.т.н., проф. Пазюк М.Ю.

Запоріжжя

2023

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Кафедра Електричної інженерії та кіберфізичних систем

Рівень вищої освіти магістерський

Спеціальність 144 Теплоенергетика

(код та назва)

Освітня програма Теплоенергетика

(код та назва)

Спеціалізація \_\_\_\_\_

(код та назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

Коваленко В.Л.

«      » \_\_\_\_\_

2023 року

**З А В Д А Н Н Я  
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ**

Тесленко Анастасія Юріївна

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи (проекту) Розробка енергоефективної технології  
споживання енергоносіїв на промислових об'єктах  
керівник роботи Барішенко Олена Миколаївна к.т.н., доцент

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

затверджені наказом ЗНУ від «01» травня 2023 року № 639-с

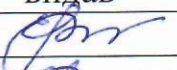
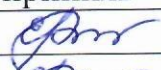


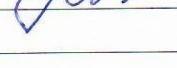
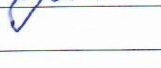
Строк подання студентом роботи: 01 грудня 2023 р.

2. Вихідні дані до роботи: Енергетичні діаграми системи рекуперації  
відпрацьованих газів. Характеристики палива

3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які  
потрібно розробити) Розрахунок дизельного двигуна HYUNDAI ENGINE  
H25/33. Вибір котла-утилізатора. Розрахунок ступеня парової турбіни

4. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових  
креслень) Принципова схема дизельної електростанції. Основні статті  
витрат потужності, що виробляється станцією. Принцип роботи котла-  
утилізатора на вихідних газах HYUNDAI ENGINE H25/33.

## 5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Барішенко О.М.		
2	Барішенко О.М.		
3	Барішенко О.М.		

Дата видачі завдання 02 травня 2023 р

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Розрахунок дизельного двигуна HYUNDAI ENGINE H25/33		
2	Аналіз роботи і шляхи підвищення ефективності роботи промислового обладнання		
3	Охорона праці та техногенна безпека		
4	Оформлення пояснювальної записки		
5	Підготовка презентації		

Студент



Тесленко А. Ю.


Керівник роботи (проекту)



Барішенко О.М.

**Нормоконтроль пройдено**

Нормоконтролер



Башлій С.В.

## АНОТАЦІЯ

Тесленко А. Ю. Розробка енергоефективної технології споживання енергоносіїв на промислових об'єктах

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 144 – Теплоенергетика, науковий керівник Баріщенко О.М. Запорізький національний університет. Кафедра електричної інженерії та кіберфізичних систем, 2023.

Метою проекту є розробка схеми дизельної електростанції та розрахунок її окремих елементів.

Метод дослідження – це розрахунково-дослідницький метод, який поєднує використання типових характеристик за результатами досліджень, а також розрахунок окремих складових технологічного процесу.

У зв'язку з потребою в електроенергії в країнах Близького Сходу виникла необхідність проектування дизельної електростанції (ДЕС) на основі двигунів внутрішнього згоряння. В рамках роботи були проведені розрахунки основних вузлів дизельної електростанції: двигуна внутрішнього згоряння, парової турбіни та котла-утилізатора, який працює за рахунок тепла відпрацьованих газів і виробляє пару для турбіни.

Робота включає вирішення проблем безпеки.

Ключові слова: ДВИГУН ЗГОРЯННЯ, ПАРОВА ТУРБІНА, КОТЕЛ-РЕКУПЕРАТОР, ДИМОВІ ГАЗИ, КОНДЕНСАТОР

## ABSTRACT

Teslenko A. Yu. Development of energy-efficient energy consumption technology at industrial facilities

Qualifying graduation thesis for obtaining a master's degree in the specialty 144 - Heat and power engineering, scientific supervisor O.M.

Barishenko. Zaporizhzhia National University. Department of Electrical Engineering and Cyberphysical Systems, 2023.

The purpose of the project is to develop a diagram of a diesel power plant and calculate its individual elements.

The research method is a calculation-research method that combines the use of typical characteristics based on the results of research, as well as the calculation of individual components of the technological process.

In connection with the need for electricity in the countries of the Middle East, there was a need to design a diesel power plant (DES) based on internal combustion engines. As part of the work, the calculations of the main components of the diesel power plant were carried out: the internal combustion engine, the steam turbine and the recovery boiler, which operates due to the heat of the exhaust gases and produces steam for the turbine.

The work includes solving security problems.

Keywords: COMBUSTION ENGINE, STEAM TURBINE, RECOVERY BOILER, FLUE GASES, CONDENSER

## ЗМІСТ

### ВСТУП

## 1 СИЛОВА УСТАНОВКА НА БАЗІ ДВИГУНА HYUNDAI H25/33 З СИСТЕМОЮ РЕКУПЕРТАЦІЇ ТЕПЛА ВИХЛОПНИХ ГАЗІВ

1.1 Електростанція з двигуном HYUNDAI ENGINE H25/33 для вироблення електроенергії на дизельних електростанціях

1.2 Енергетичні діаграми системи рекуперації відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згорання

1.3 Особливості конструктивних елементів системи рекуперації вихлопних газів на базі двигунів HYUNDAI ENGINE H25/33

## 2 РОЗРОБКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ СПОЖИВАННЯ ЕНЕРГОНОСІЇВ НА ПРОМИСЛОВИХ ОБ'ЄКТАХ

2.1 Розрахунок дизельного двигуна HYUNDAI ENGINE H25/33

2.2 Вибір котла-утилізатора

2.3 Розрахунок ступеня парової турбіни

## 3 БЕЗПЕКА ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ УГЛ

3.1 Характеристика потенційно небезпечних і шкідливих виробничих факторів

3.2 Промислова гігієна

### ВИСНОВКИ

### СПИСОК ДЖЕРЕЛ

## ВСТУП

- Проблема забезпечення енергоресурсами є однією з найактуальніших проблем сучасного світу. Економіка будь-якої країни базується на імпорті та експорті енергетичних ресурсів, тому їх раціональне використання є пріоритетною метою держави на всіх рівнях.

- Сьогодні Україна повністю залежить від зовнішніх поставок газу та нафти. Ваші заощадження – головний фактор добробуту країни в цілому та кожного її громадянина зокрема.

- Централізоване теплопостачання базується на використанні великих районних котелень, які характеризуються значно вищим ККД, ніж малі системи теплопостачання. Централізоване теплопостачання, тобто централізоване теплопостачання на основі комбінованого теплопостачання та електроенергії, є вищою формою централізованого теплопостачання. Це дозволяє знизити витрату палива до 25%. При централізованому теплопостачанні відпадає необхідність у невеликих системах опалення, які забруднюють повітря, замість цього використовуються великі джерела тепла, газові викиди яких містять мінімальну концентрацію забруднюючих речовин. Таким чином, централізація теплопостачання сприяє захисту навколишнього середовища.

- Система центрального теплопостачання складається з таких основних елементів: джерел тепла, теплових мереж і систем місцевого споживання - систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання. Для централізованого теплопостачання використовуються два типи джерел тепла: теплоелектростанції (ТЕЦ) і районні котельні (РБ). На теплоелектростанції відбувається комбіноване тепло та електроенергія, що забезпечує значне зниження питомих витрат палива при виробленні електроенергії. У цьому випадку тепло робочого тіла, водяної пари, спочатку використовується для виробництва електроенергії, оскільки пара

розширюється в турбінах, а потім решта теплоти відпрацьованої пари використовується для нагріву води в теплообмінниках, нагрівачі в теплоенергетики. Рослина. Для опалення використовується гаряча вода. На теплоелектростанції тепло з високим потенціалом використовується для виробництва електроенергії, а тепло з низьким потенціалом використовується для забезпечення тепла. Це енергетичне значення комбінованого тепла та електроенергії. При роздільній генерації електроенергія виробляється в конденсаційних котлах (КЕС), а тепло — в котельнях. У конденсаторах парових турбін на КЕС підтримується глибокий вакуум, що відповідає низьким температурам (15...23) °С, охолоджуюча вода не використовується. Це означає, що для забезпечення тепла використовується додаткове паливо. Отже, роздільне виробництво економічно менш вигідне, ніж комбіноване. Переваги централізованого тепlopостачання більш очевидні при концентрації теплових навантажень, що характерно для розвитку сучасних міст. Слід враховувати, що в централізоване тепlopостачання капітальні інвестиції в системи ТЕЦ і теплові мережі вищі, ніж в системи ТЕЦ і системи ЦТ з Республіки Казахстан, тому будівництво систем ТЕЦ має економічний сенс лише тоді, коли теплове навантаження є високим.

- Джерело тепла - це комплекс приладів і приладів, за допомогою яких природні і штучні види енергії перетворюються в теплову енергію з необхідними споживачам параметрами.

- Практичне значення для тепlopостачання найближчим часом матимуть органічне та ядерне паливо, геотермальна енергія та сонячна енергія. До видів штучної енергії, яка використовується для отримання тепла для тепlopостачання, відносяться «вторинні енергоносії» промислових підприємств та електрична енергія. В даний час часто використовуються джерела тепла на органічному паливі - твердому, рідкому і газоподібному. Основними джерелами тепла є



теплоелектростанції (ТЕЦ), які комбіновано виробляють електроенергію і тепло, і котельні, які виробляють тепло.

- За типом робочого тіла, що використовується в схемі станції, ТЕС бувають паротурбінними, газотурбінними і парогазовими. В даний час переважно використовуються паротурбінні ТЕС з високими техніко-економічними показниками.

- Актуальність роботи полягає в розробці нової системи електростанції, що враховує широке внутрішнє використання вторинних енергоресурсів.

## 1 СИЛОВА УСТАНОВКА НА БАЗІ ДВИГУНА HYUNDAI H25/33 З СИСТЕМОЮ РЕКУПЕРТАЦІЇ ТЕПЛА ВИХЛОПНИХ ГАЗІВ

### 1.1 Електростанція з двигуном HYUNDAI ENGINE H25/33 для вироблення електроенергії на дизельних електростанціях

Крім централізованого постачання електроенергії споживачам від електричних мереж, в окремих випадках необхідно передбачати місцеві джерела електропостачання. До них відносяться дизельні електростанції (рисунок 1.1), які також часто використовуються як резервні установки, що постачають електричну енергію споживачам під час відключень електроенергії, спричинених аваріями на лініях електропередач [1].

Для споживачів з підвищеними вимогами до джерела безперебійного живлення встановлення аварійних джерел живлення є обов'язковим.

1.2 наведено загальний вигляд дизельної електростанції з двигунами HYUNDAI ENGINE H25/33, представленої на схемі позначенням ENGINE G [2]. Перед виведенням газів у димохід вони надходять у котли-утилізатори (показані на схемі з кодом S-402), які призначені для використання тепла димових газів для виробництва водяної пари. Теплова частина представлена «КОТЛОМ Б-300».

Ця дизельна електростанція працює одночасно на шести двигунах внутрішнього згорання.

На рисунку 1.1 показана принципова теплова схема дизельної електростанції.

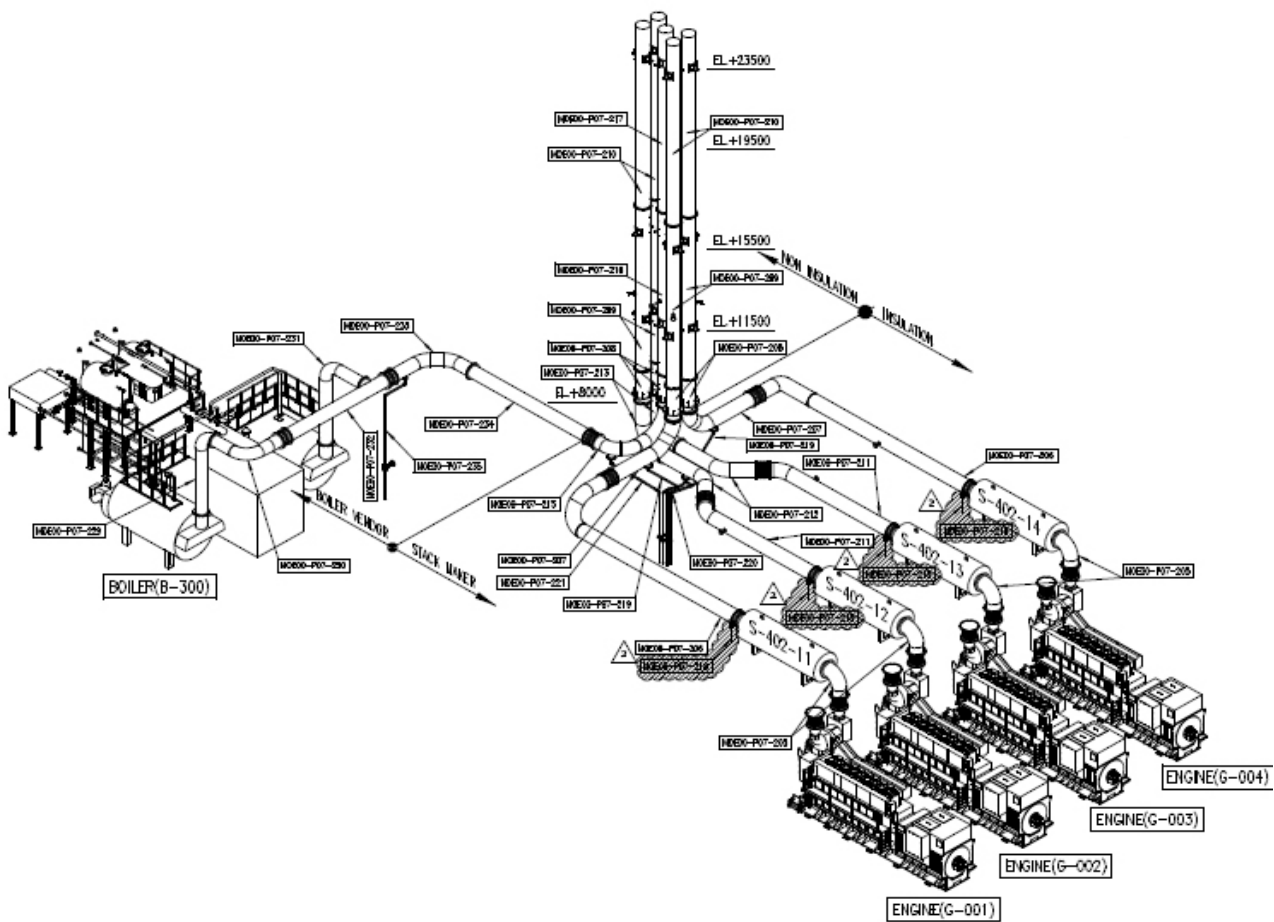


Рисунок 1.1 – Дизельна електростанція

Основні експлуатаційні характеристики дизель-електростанції наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні робочі параметри дизельної електростанції

Завантажується	одиниць	Значення
1	2	3
Тип двигуна	ДВИГУН HYUNDAI H25/33	
Потужність генератора	кВт	2125

## Продовження таблиці 1.1

1	2	3
Температура повітря на вході в двигун внутрішнього згоряння	°З	50
Температура охолоджуючої рідини на вході в двигун внутрішнього згоряння	°З	58
Температура по вологому термометру	°З	0
споживання енергії	кВт	0
Витрачене паливо		Дизель
Низька теплотворна здатність палива	кДж/кг	42700

Основні статті споживання електроенергії, виробленої станцією, наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Основні статті витрат енергії, виробленої станцією

Продуктивність	кВт	%
Загальна потужність, вироблена станцією	5200	100
Зручна продуктивність	2970	57.1
Вихідна електрична потужність	2125	40.9
Теплова потужність	845	2
Вартість	2230	

На дизельних електростанціях застосовуються генератори типів ШД (синхронний генератор, дизель), ЕСС (однорядний з самозбудженням), ЕС (однорядний), МСД відкритий і МСА в захищеному виконанні з самовентиляцією та ін.

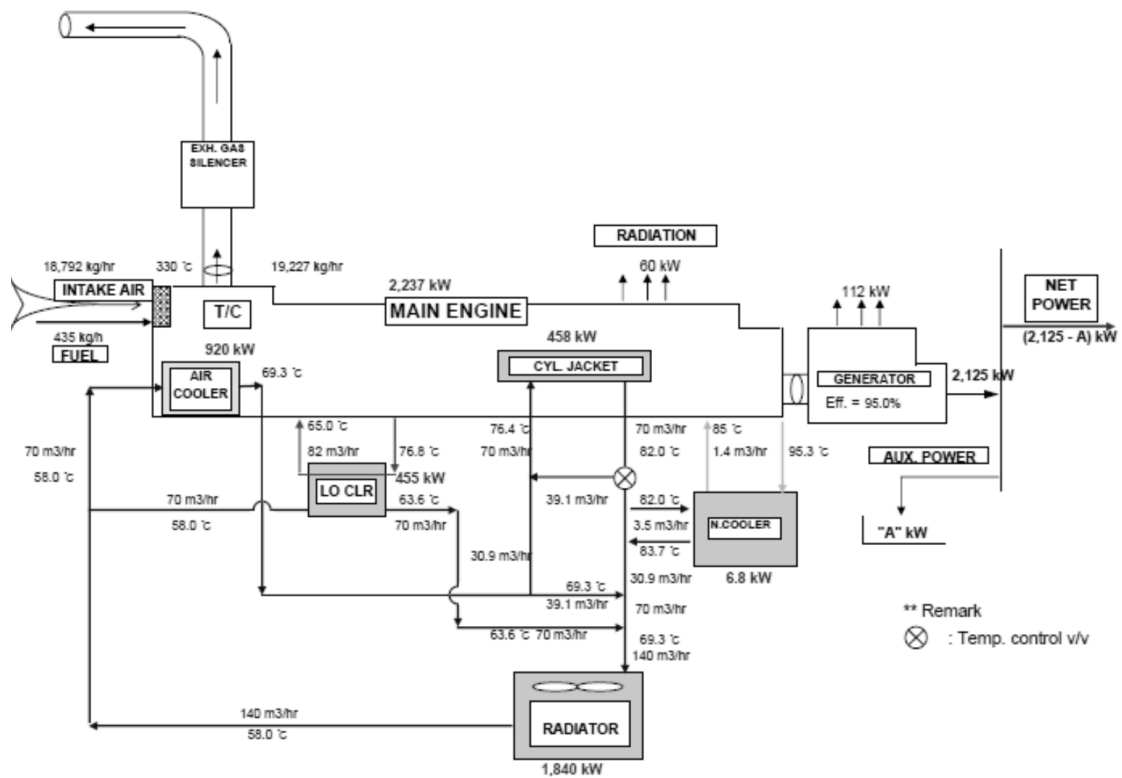


Рисунок 1.2 – Схематичне зображення дизельної електростанції

Стационарні дизель-електричні установки призначені для нормальної роботи і вироблення електроенергії необхідної якості при температурі навколишнього повітря від +8 до +40 ° С, висоті над рівнем моря не більше 1000 м і відносній вологості повітря до 98% при +25 °С розрах. С [3].

Основним елементом дизель-електричної системи (станції або агрегату) є дизель-генератор, що складається з дизеля, електрогенератора,

трифазного змінного струму, систем охолодження, змащення, паливостачання та пультів керування.

До складу дизель-генератора електростанції, яка передбачається використовувати, входить двигун внутрішнього згоряння HYUNDAI ENGINE H25/33 (рис. 1.3, 1.4).

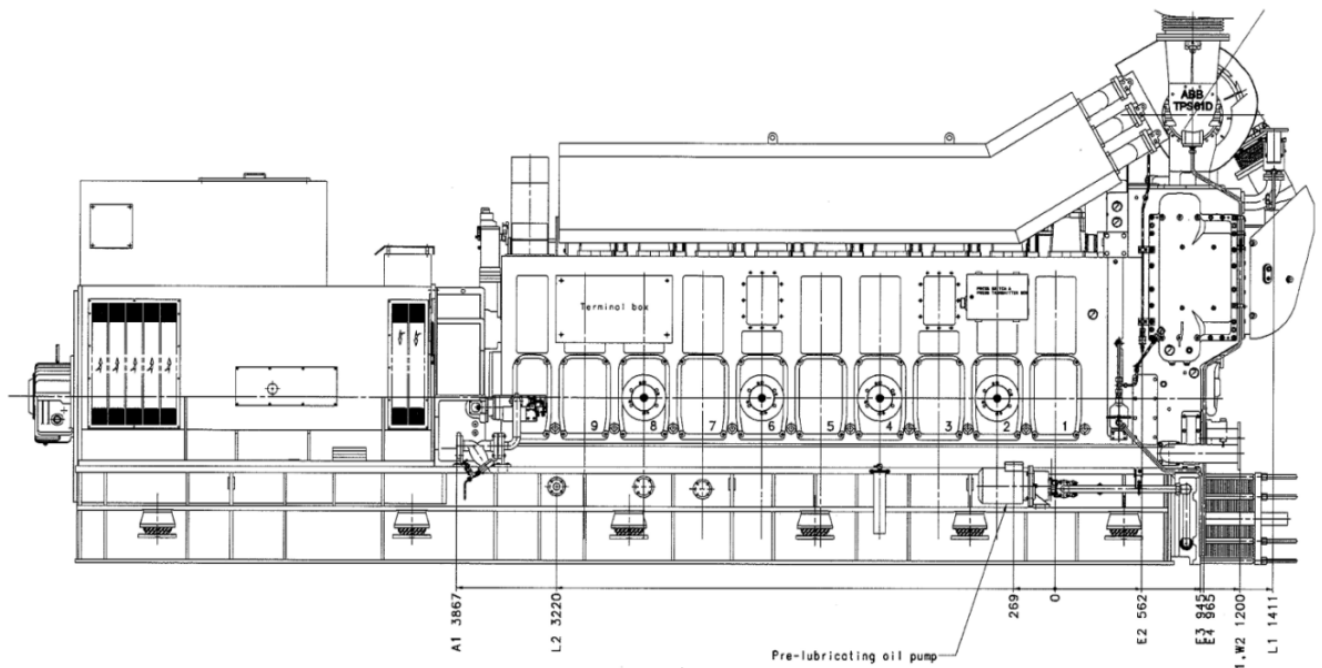


Рисунок 1.3 – Поздовжній вигляд двигуна внутрішнього згоряння HYUNDAI ENGINE H25/33

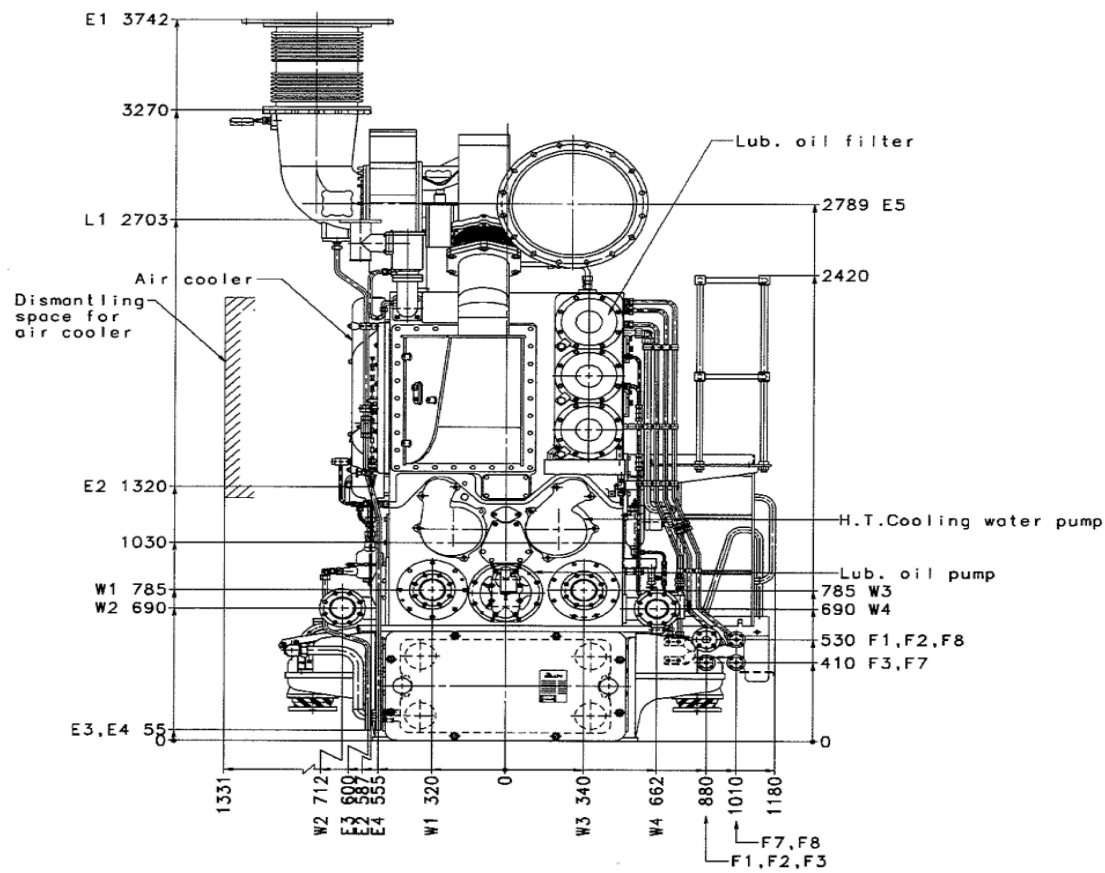


Рисунок 1.4 – Поперечний розріз двигуна внутрішнього згоряння HYUNDAI ENGINE H25/33

Досліджуваний двигун (рисунок 1.5) має такі параметри: 4-тактний, вертикальний, безпосереднє впорскування, одинарної дії. Кількість циліндрів – 9. Номінальна частота обертання – 1000. Потужність на циліндр 300 кВт. Діаметр циліндра 250 мм, хід поршня 330 мм. Робочий об'єм циліндра 16,2 дм<sup>3</sup>. Середня швидкість поршня 11 м/с. Середній ефективний тиск – 22

смужки е2. Ступінь стиснення 17,1. Напрямок обертання - за годинниковою стрілкою. [2].

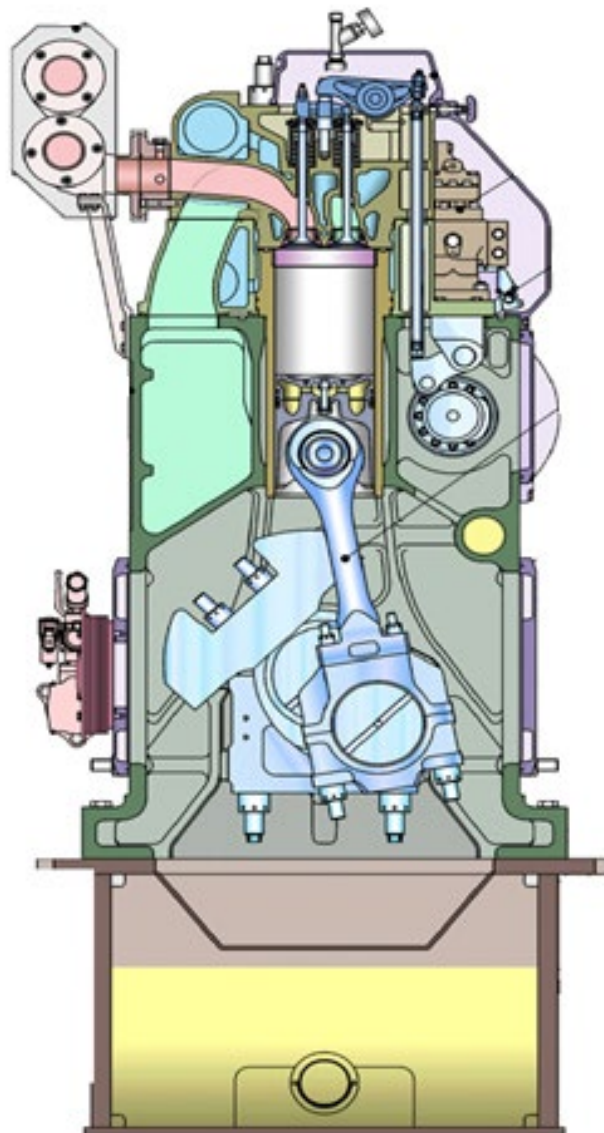


Рисунок 1.5 – Поперечний розріз двигуна внутрішнього згоряння HYUNDAI ENGINE H25/33

За дослідними даними середньорічна витрата дизельного палива на один двигун становить 447 л/год.

Оскільки двигун виробляє електроенергію за рахунок спалювання палива з безпервною подачею повітря та видаленням вихлопних газів, дані про продуктивність залежать від змін параметрів згоряння, таких як температура навколишнього середовища та стан забруднюючих речовин, що вводяться в систему подачі повітря та палива.



При відхиленнях від нормальних умов експлуатації підвищується температура вихлопних газів і витрата палива, що в кінцевому підсумку позначається на надійності двигуна і призводить до більш частого обслуговування.

Тому потужність двигуна повинна бути обмежена, коли температура вихлопу або швидкість турбокомпресора перевищує нормальний робочий діапазон. Продуктивність двигуна, витрата палива і температура вихлопних газів також залежать від температури і тиску навколишнього повітря і температури охолоджувальної води.

Будь-яке забруднення вузла системи вздовж повітряного або випускного шляху зменшує площу потоку, що може збільшити опір повітряного потоку і, таким чином, призвести до збільшення перепаду тиску та зменшення обсягу повітряного потоку.

Якість палива та параметри вприскування впливають як на продуктивність двигуна, так і на обслуговування. Незадовільні параметри якості палива збільшують знос інжектора та призводять до засмічення камери згоряння та випускної системи, що в кінцевому підсумку призводить до підвищення температури вихлопних газів та витрати палива.

Якість палива та знос паливної системи впливають на максимальний створюваний тиск, який є одним із вирішальних параметрів не лише для надійності двигуна, але й для споживання палива та викидів NOx.

Паливо необхідно очищати центрифугуванням, оскільки воно може бути забруднене твердими частинками, солями, водою тощо. Частинки в паливі можуть спричинити знос поршневих кілець і циліндра, а також паливного насоса та паливного клапана.

В'язкість дизельного палива змінюється в залежності від температури. Для забезпечення стабільної та безаварійної роботи дизельних електростанцій необхідний попередній підігрів палива.

Важливо відзначити, що максимальна температура попереднього нагріву обмежена  $155^{\circ}\text{C}$ , щоб уникнути займання паливної системи.

Основні експериментальні температури, що характеризують роботу двигуна, представлені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Температурні параметри роботи двигуна

параметр	Режим роботи Робота двигуна (Швидкість 1000 об/хв)	Максимально дозволений режим Робота двигуна (Швидкість 1130 об / хв)
Температура палива $0^{\circ}\text{C}$	110	150
Температура масла, $0^{\circ}\text{C}$	60	80
Температура охолоджуючої води на виході з двигуна $0^{\circ}\text{C}$	75	90
Температура продуктів згорання на виході з двигуна, $0^{\circ}\text{C}$	380	450

Для кращої наочності параметри представлені у вигляді діаграм (рис. 1.6 та рис. 1.7). Методом найменших квадратів визначено орієнтовні залежності температури охолоджуючої води на виході з двигуна від числа обертів вала (рисунок 1.6) і вихлопних газів на виході з двигуна від числа обертів вала (рисунок 1.7). Як видно з графіків, ці залежності є лінійними.

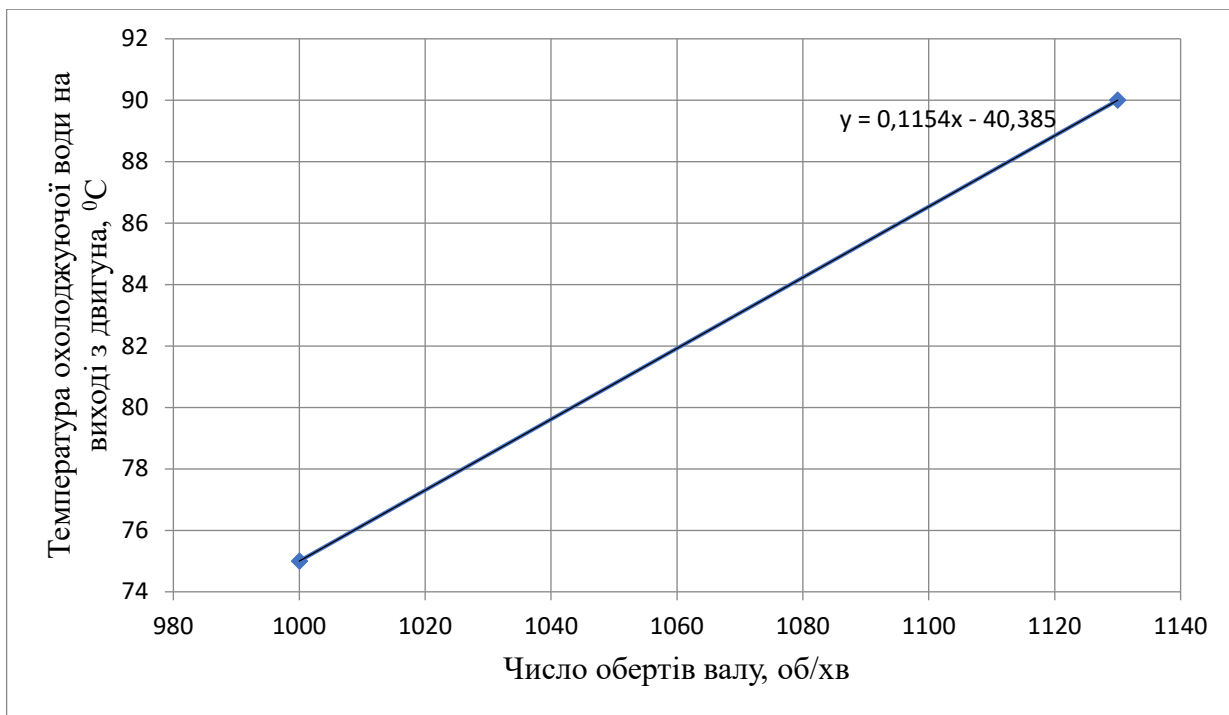


Рисунок 1.6 – Залежність температури охолоджуючої води на виході з двигуна від частоти обертання валу

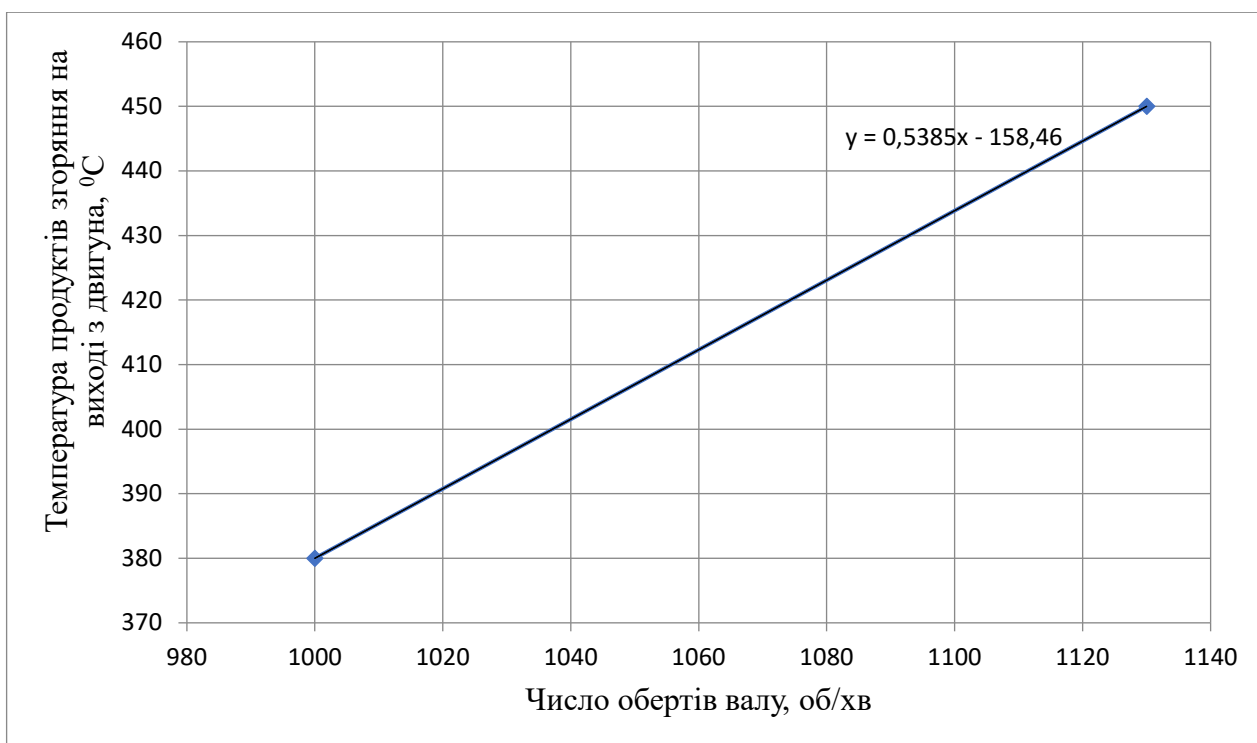


Рисунок 1.7 – Залежність температури продуктів згоряння на виході з двигуна від числа обертів вала

## 1.2 Енергетичні діаграми системи рекуперації відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння

На електростанціях застосовують двигуни внутрішнього згоряння в діапазоні потужностей від 20 кВт до 15 МВт (потужність на валу). На рисунку 1.8 зображено принципову схему теплоелектросистеми з двигуном внутрішнього згоряння.

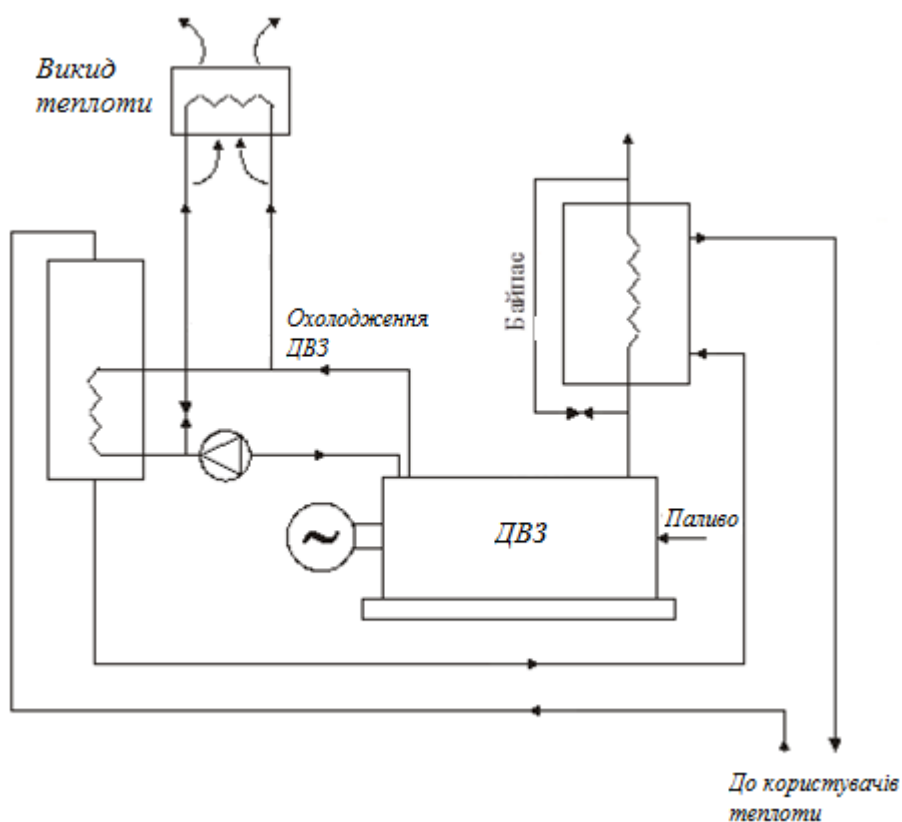


Рисунок 1.8 – Схематичне зображення теплоенергетичної системи з двигунами внутрішнього згоряння

У таблиці 1.4 наведено основні властивості двигуна внутрішнього згоряння. Ця таблиця показує, що найбільший потенціал для використання полягає у вихідних газах.

Таблиця 1.4 – Властивості ДВС

Опції	Відсоток енергії, внесеної з паливом			температура, °З	
	Потужність двигуна (кВт)			Подання	повертати
	80-120	400-1200	4000-6000		
Електроенергія	30-35	30-40	35-42		
Вихлопні гази автомобіля	22	26	35	450	
Система охолодження двигуна	33	25	9	95	85
Охолодження масла	4	4	4	85	75
Охолодження припливного повітря	6	6	6	35	тридцять
Поверхневі втрати	2	4	4	-	-
всього	100	100	100		
Рекуперація тепла при високих температурах	10	одинадцять	12	200	190
Рекуперація тепла при середніх температурах	15	16	16	120	110
Рекуперація тепла при низьких температурах	54	47	47	80	70

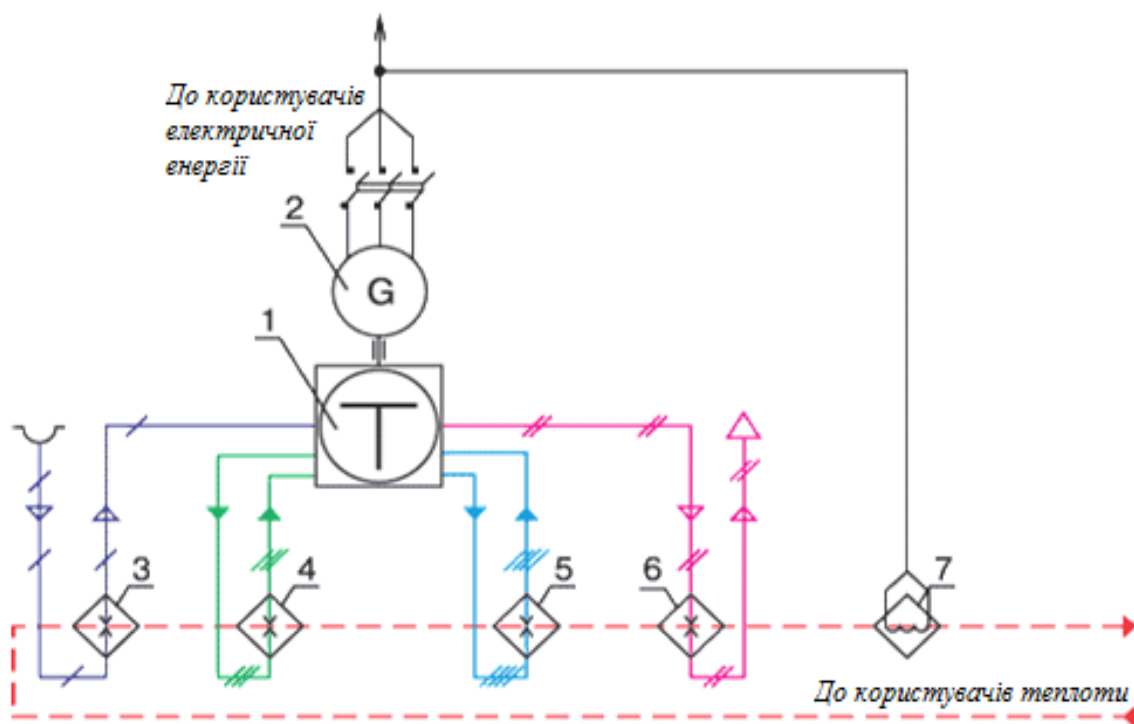


Рисунок 1.9 - Структурна схема комбінованої енергетичної установки на основі двигуна внутрішнього згоряння з рекуперативними теплообмінниками

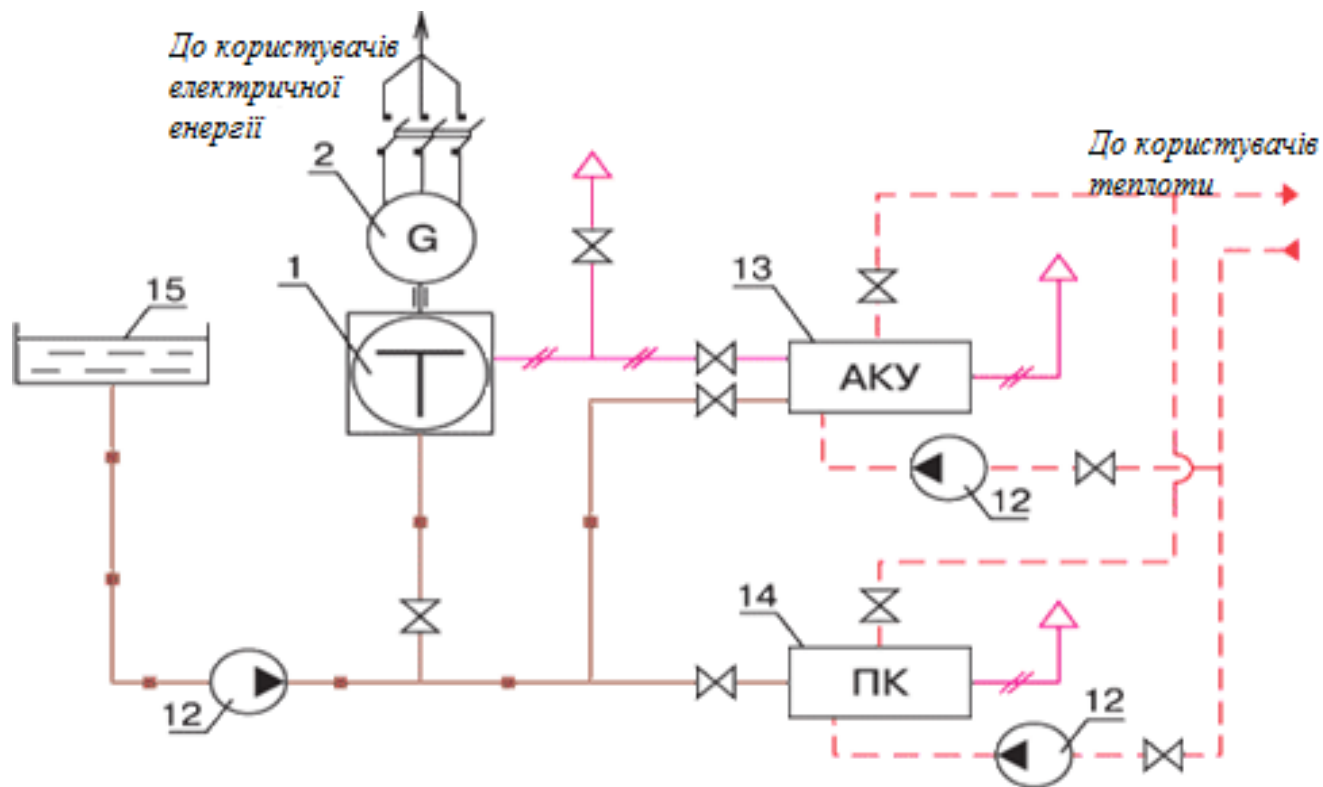


Рисунок 1.10 - Структурна схема комбінованої енергетичної установки на основі двигуна внутрішнього згоряння з тепловим насосом

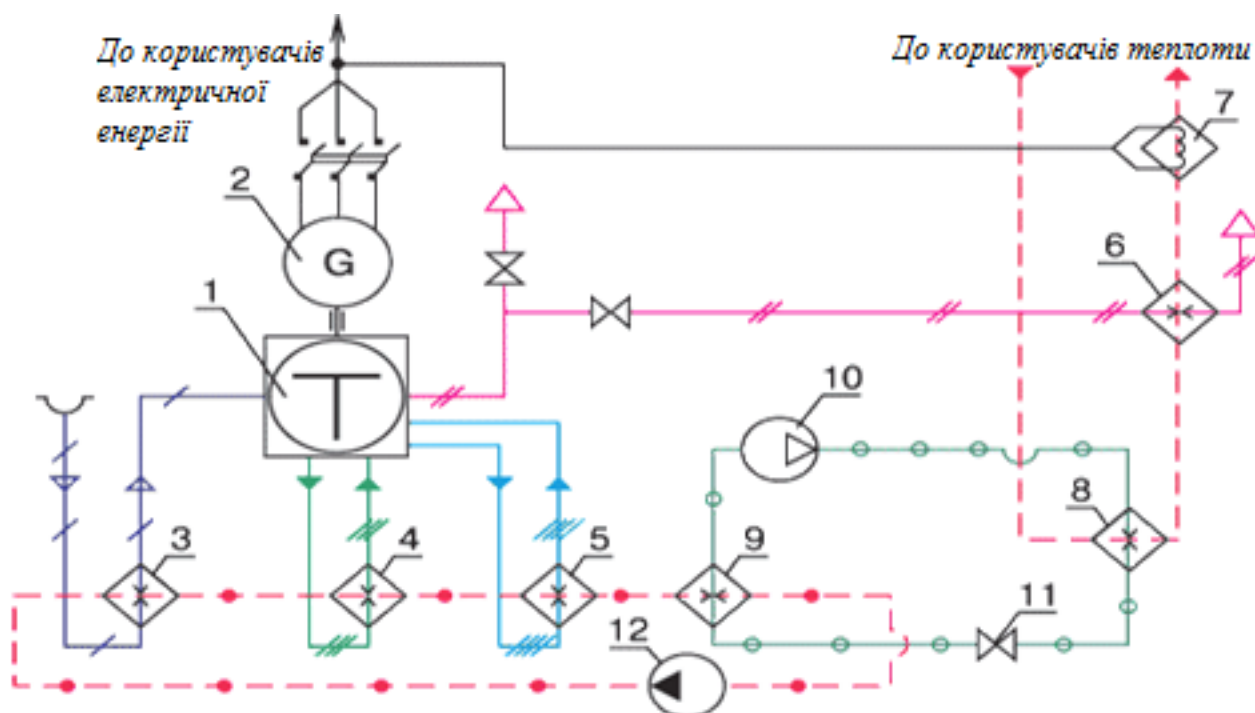


Рисунок 1.11 - Структурна схема комбінованої енергетичної установки на основі двигуна внутрішнього згоряння з активними котлами-утилізаторами

На рисунках 1.9, 1.10 та 1.11 використано такі умовні позначення: 1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – електрогенератор; 3 – блок рекуперації тепла наддувного повітря; 4 – пристрій регенерації тепла моторного масла; 5 – рекуператор тепла теплоносія; 6 – пасивна рекуперація тепла вихлопу; 7 – електронагрівач; 8 – конденсатор теплового насоса; 9 – випарник теплового насоса; 10 – компресор; 11 – Дросель теплового насоса; 12 – насос; 13 – Котел-утилізатор відхідних газів з топкою (активний); 14 – Верхній водогрійний котел; 15 – Резерв палива.

Відмінною рисою схеми, представленої на рисунку 1.9, є використання рекуперативних теплообмінників для рекуперації тепла вихлопних газів дизельного двигуна внутрішнього згоряння (можлива також рекуперація тепла моторного масла, наддувочного повітря та охолоджуючої рідини) без збільшення рівня енергії вихлопних газів.

Недоліком цього регулювання є те, що якщо теплове навантаження на систему постійно високе, а споживання електроенергії зменшується (наприклад, вночі), кількість тепла, що виділяється двигуном внутрішнього згоряння, недостатня для покриття потреб пристрою в теплі. У цьому випадку труба рекуперації тепла працює з низьким ККД системи, оскільки цей режим не розрахований. Це призводить до засмічення поверхонь теплообмінника продуктами неповного згоряння і маслом, які у великій кількості містяться у вихлопних газах дизельних двигунів. Засмічення каналів теплообмінника, в свою чергу, призводить до значного збільшення аеродинамічного опору у вихлопних системах двигуна, що погіршує їх технічний стан і паливну економічність. Це також підвищує ризик пожежі у вихлопних системах і системах рекуперації тепла [8]. Для запобігання підвищеного навантаження на теплообмінник в цей контур включений електронагрівач 7, який стабілізує навантаження в дизелях, а також постачає споживачам необхідну кількість тепла.

Відмінною рисою схеми, зображеної на рисунку 1.10, є наявність теплового насоса. Ця схема використовується, коли температурні потенціали тепловтрат дуже низькі. Випарник теплового насоса 9 вбудований в контур охолодження дизеля, а конденсатор 8 вбудований в трубопровід системи опалення.

Особливістю схеми, наведеної на рисунку 1.9, є використання активних котлів-утилізаторів з вогновою топкою 13 і піковим водогрійним котлом 14 [7]. Недоліком такої схеми є те, що котли з активною рекуперацією тепла повинні бути розраховані на конкретний котел, що створює додаткові витрати для підприємства. Ця схема також має низьку паливну ефективність.

Ці схеми найбільш ефективні за паливною економічністю при роботі дизелів на навантаженнях, близьких до номінального режиму (коефіцієнт навантаження на рівні (70...100)%). Крім того, якщо на схемі (а) рисунок



1.9 замість теплообмінника встановити котел-утилізатор, який виробляє пару середніх параметрів, то можна виробляти додаткову електроенергію. На рисунку 1.12 зображено схему теплоелектросистеми на основі дизельного двигуна внутрішнього згорання та конденсаторної установки.

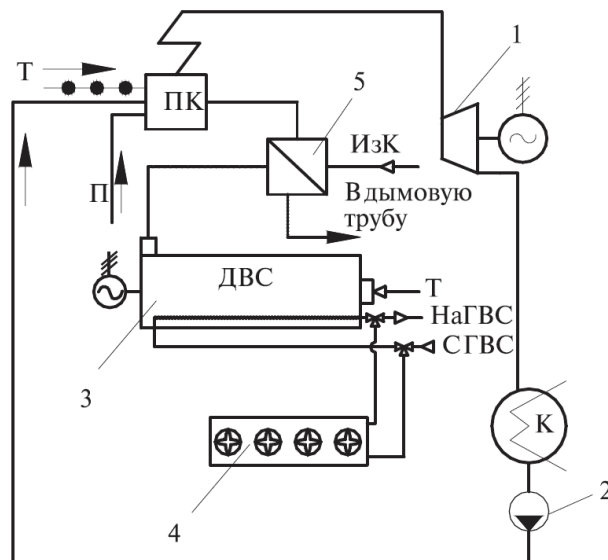


Рисунок 1.12 – Теплова схема когенераційної установки на основі двигуна внутрішнього згорання та конденсаційної установки

На рисунку 1.12 використано такі терміни: 1 – парові турбіни; 2 – циркуляційний насос; 3 – двигун внутрішнього згорання; 4 – повітроохолоджувач; 5 – рекупераційний теплообмінник; К – конденсатор; ПК – паровий котел; Т – подача палива; Р – Додавання кормової води.

На схемі, що розглядається (рис. 1.12), гази, що надходять від дизеля, через теплообмінник надходять у паровий котел-утилізатор, у якому попередньо підігрівається живильна вода. Однак більшість промислових каналізаційних котлів не вимагають додаткового теплообмінника і можуть бути виключені з контуру. Після котла пара надходить у конденсаційні турбіни. Як видно з [9], основні втрати

зосереджені в конденсаторі та конденсаційних турбінах, що зумовлено їх високим ККД.

Усі системи, які розглядаються для рекуперації тепла з вихлопних газів дизельних двигунів, можуть використовуватися з проміжним контуром або без нього. Без проміжного контуру вода нагрівається безпосередньо від тепла вихлопних газів, в контурі проточні гази спочатку нагрівають проміжний теплоносій, який потім віддає тепло воді. Як проміжні теплоносії можна використовувати різні речовини, температура кипіння яких (зазвичай) значно перевищує 100 °С. До таких речовин відносяться: діетиленгліколь; етиленгліколь; харчовий гліцерин; Мінеральна олія. Найперспективнішим і швидкозростаючим агентом в даний час є фторинол (C13H10O). Температура кипіння 367,5°С.

### 1.3 Особливості конструктивних елементів системи рекуперації вихлопних газів на базі двигунів HYUNDAI ENGINE H25/33

Основними елементами системи рекуперації вихлопних газів HYUNDAI ENGINE H25/33, які потребують розрахунку, є парова турбіна, конденсатор парової турбіни та сам дизельний двигун.

#### 1.3.1 Паротурбінні конденсаторні установки

Одним із способів досягнення високої ефективності паротурбінної установки є максимально зменшити параметри пари по всій турбіні. Зі зниженням тиску і температури подрібненої пари кількість теплоти, переданої теплоносію, зменшується, що при постійних параметрах живої пари збільшує потужність турбіни (за рахунок збільшення тепловіддачі до неї) і ККД всієї схеми [10].

На рисунку 1.13 зображено принципову схему конденсаторної установки.

До корпусу конденсатора 1 (зварюванням) прикріплені основні трубні пластини 2, в пазах яких розташовані трубки 3, що утворюють охолоджувану поверхню конденсатора. Передня 4 і обертова 5 водяні камери прикріплені до зовнішніх поверхонь трубних решет. Передня водяна камера розділена на дві камери для організації потоку води через конденсатор у два цикли.

Охолоджуюча рідина надходить в нижню камеру по патрубку 7, протікає по патрубках нижньої половини конденсатора, змінює напрямок руху в камері 5, витікає по патрубках верхньої половини конденсатора і з верхньої камери конденсатора. передня водяна камера 4 через патрубок 8.

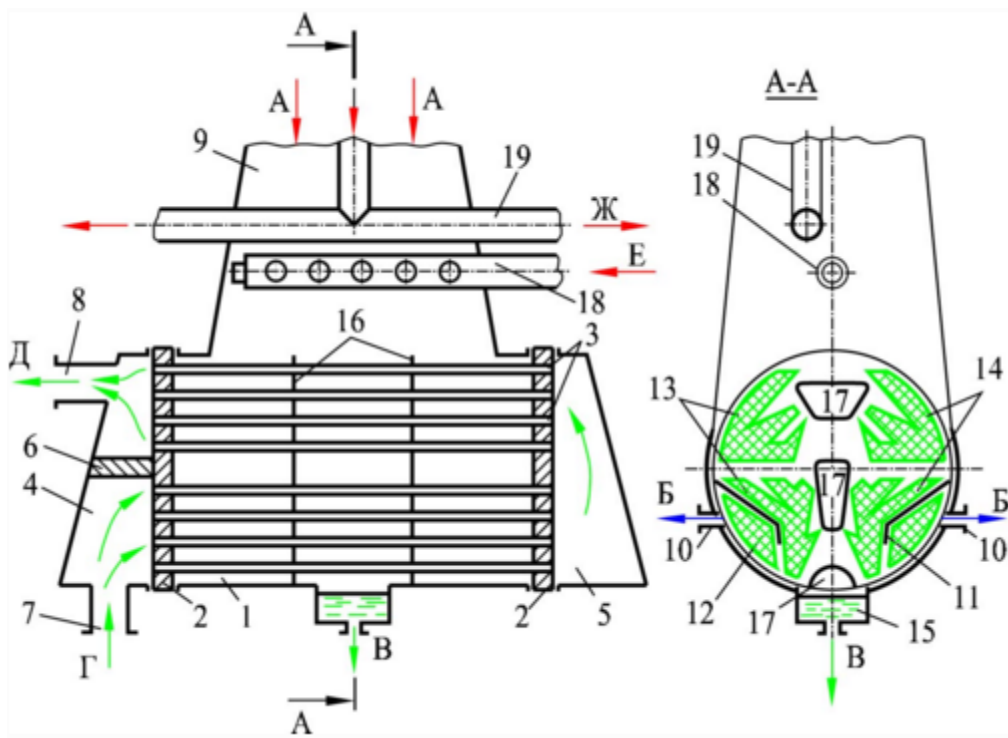


Рисунок 1.13 – Схематичне зображення установки зрідження

Паровий простір конденсатора, в якому розташовані труби, що охолоджуються оборотною водою, з'єднаний з вихідною трубою турбіни (зазвичай зварюванням) через перехідну трубу (горловину конденсатора) 9 (зазвичай зварюванням).

Пара, що надходить в конденсатор від турбіни по трубі 9, конденсуючись на водоохолоджуваних трубах 3, рухається в бік труби 10, минаючи парові екрани 11 в нижній частині трубного пучка і умовно викликаючи частину трубного пучка 12 - система кондиціювання повітря.

На малюнку 1.13 пучки труб 13 і 14 цих двох незалежних потоків води розташовані симетрично до вертикальної центральної лінії конденсатора (перетин AA).

Пара, що конденсується на поверхні труб, збирається в конденсатозбірнику 15 і відкачується звідти конденсатними насосами.

У парильні конденсатора встановлені перегородки 16 для забезпечення вібробезпеки його трубної системи та посилення корпусу апарату [10]. Для збалансування полів швидкостей і тиску пари в перегородках встановлені вікна 17.

У перехідному патрубку конденсатора зазвичай встановлюють паровідвідні патрубки 19 від пробовідбірних камер низького тиску до регенеративних підігрівачів низького тиску, а також пристрій відведення пари 18 від парового котла (парогенератора) через редуктор. блок охолодження.

На рисунку 1.14 видно тип течії пароводяної суміші в міжтрубному просторі конденсатора. Очевидно, що в нижній частині конденсатора є зони зниженої витрати суміші.

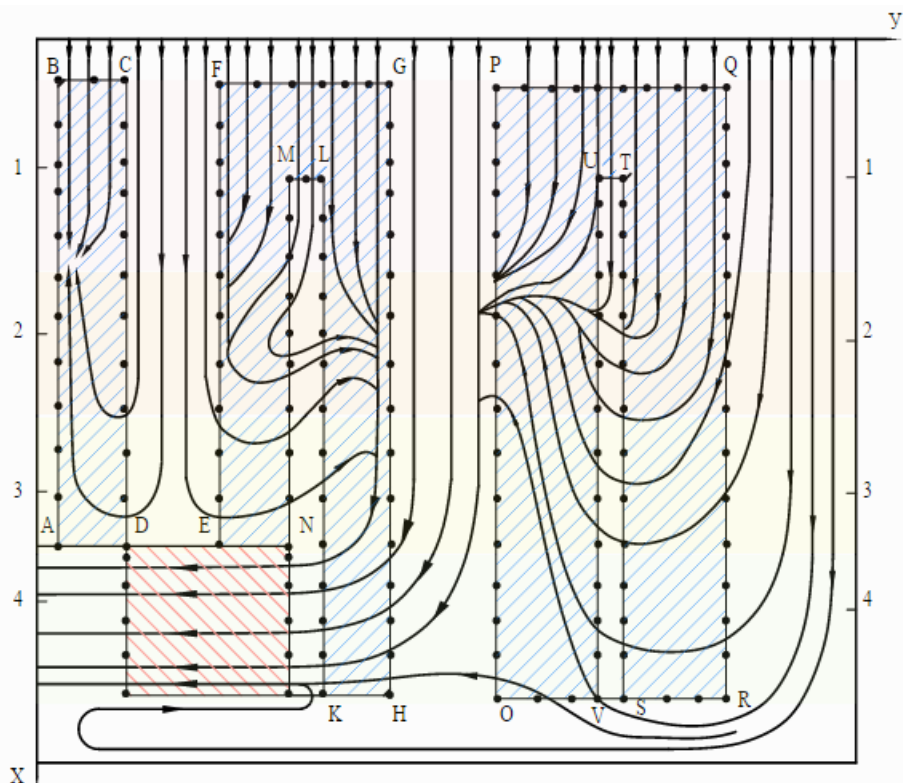


Рисунок 1.14 – Розподіл ліній струму пароповітряної суміші в поверхневому конденсаторі

1.15 показано розподіл теплових навантажень по зонах поверхні охолодження конденсатора турбіни. Найбільше теплове навантаження припадає на теплообмінні поверхні поблизу осі конденсаторного блоку. При русі від осі системи до її верхньої частини спостерігається зменшення середнього теплового навантаження, що свідчить про достатнє охолодження пароводяної суміші на осі конденсатора.

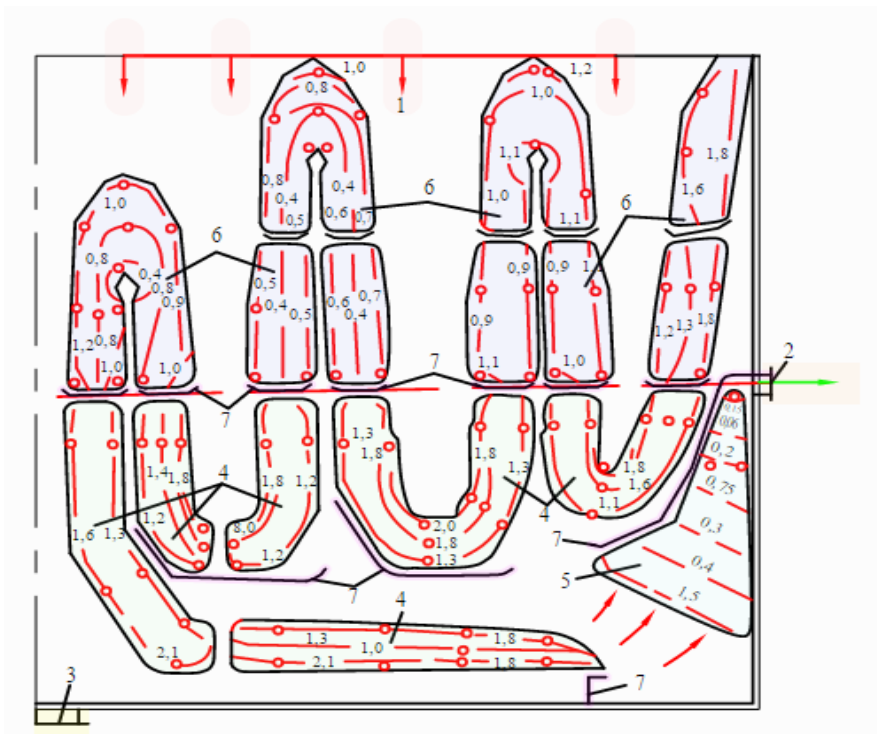


Рисунок 1.15 – Розподіл теплових навантажень  $Q_{tr}/Q_{str}$  за зонами поверхні охолодження конденсатора турбіни

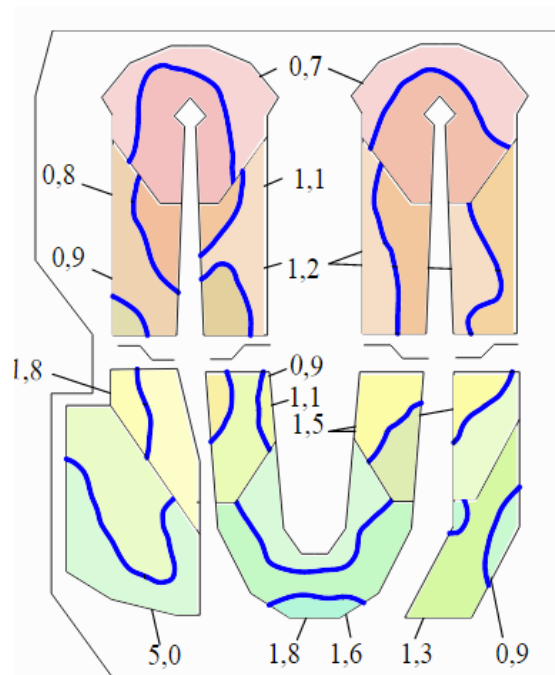


Рисунок 1.16 – Поля концентрації повітря (%) в пучку труб конденсатора турбіни

Аналіз рисунка 1.16 показує характер полів концентрації повітря в трубному пучку. Як і слід було очікувати, характер рядків відтворено повністю

Корпус і водяні камери конденсатора парової турбіни енергетичної установки на базі двигуна HYUNDAI ENGINE H25/33 з системою рекуперації тепла димових газів зварені із сталевих листів.

Форма поперечного перерізу корпусу конденсатора визначається вибраним розташуванням трубного пучка. Слід зазначити, що прямокутна форма конденсаторів дозволяє більш ефективно використовувати отвір фундаменту турбіни.

В умовах експлуатації на корпус конденсатора діє навантаження, яке визначається різницею тиску повітря і тиску в конденсаторі. Товщина стінок корпусу визначається на основі розрахунку стабільності розмірів, деформація яких може вплинути на щільність (герметичність) конденсатора. Крім того, під час гідравлічних випробувань корпусів конденсаторів внутрішній тиск зазвичай становить (0,15...0,25) МПа, товщина стінок корпусів конденсаторів — (10...15) мм. Для забезпечення жорсткості і міцності корпус конденсатора посилений привареними ребрами з листового металу або профільної сталі. [одинадцять]

У турбінних конденсаторах потужністю менше 50 МВт застосовують безшовні безшовні труби із зовнішнім діаметром (16...19) мм і товщиною стінки труби 1 мм. Щоб запобігти надмірному всмоктуванню охолоджувальної води, матеріали, з яких виготовлені труби конденсатора, повинні бути стійкими до корозії в двох агресивних середовищах - охолоджуючій воді і парі - одночасно. Рекомендується виготовляти конденсаторні трубки з титану. Допустима швидкість води (2,5...2,7) м/с без підвісу і (2,0...2,2) м/с з підвісом.

### 1.3.2 Особливості роботи котлів-утилізаторів для виробництва пари, що працюють на відхідних газах

Одним з важливих конструктивних елементів дизельної електростанції на базі дизельних двигунів HYUNDAI ENGINE H25/33 є котел-утилізатор.

Великі котли-утилізатори не мають усіх елементів котельного агрегату. Вторинні відпрацьовані гази відразу надходять до поверхонь нагріву (економайзер, випарник, пароперегрівач). У котлах-утилізаторах відсутні повітрянагрівач і топка, оскільки гази, що використовуються в котлі, утворюються в технологічному процесі основного виробництва. Температура газів, що надходять у котел-утилізатор, становить приблизно (350...700) °С. 1.17 показаний принцип роботи котла-утилізатора.



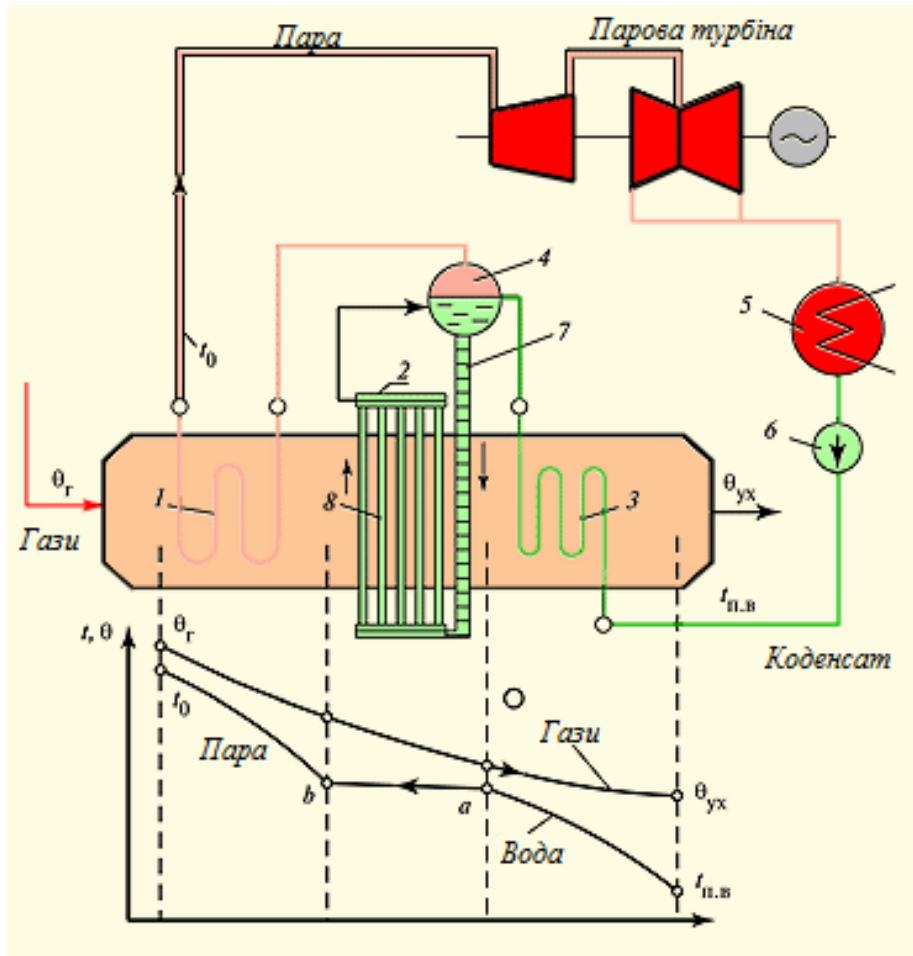


Рисунок 1.17 – Принцип роботи котла відпрацьованих газів  
HYUNDAI ENGINE H25/33

Котел-утилізатор являє собою прямокутну шахту з поверхнями нагріву з ребристих труб, в які подається вода. У найпростішому випадку поверхні нагріву котла-утилізатора складаються з трьох елементів: економайзера 3, випарника 2 і пароперегрівача 1 (рис. 1.17). Центральним елементом є випарник, що складається з барабана 4, декількох водостічних труб 7 і досить щільно встановлених вертикальних труб випарника 8. У верхній частині барабана збирається насичена пара, яка направляє в труби пароперегрівача 1. Потік пари з барабана 4 врівноважується подачею води з економайзера 3. У цьому випадку надходить вода багато разів проходить через випарні труби, перш ніж повністю випарується.

Вуглекислий газ і кисень, які розчиняються у живильній воді, сприяють корозії будівельних матеріалів. Наявність кисню, вуглекислого газу та інших газів у воді, що надходить в котел-утилізатор, вкрай небажана, тому потрібна повна дегазація води. Весь потік води в котел-утилізатор дегазується [12]. Для цієї електростанції запропоновано процес термічної дегазації води. Термічна дегазація - це процес десорбції газу, при якому розчинений газ виділяється з рідини в контакт з паром. Видалення газів при термічній дегазації відбувається шляхом дифузії газів у паровому просторі дегазатора [12]. Щоб розчинені у воді гази потрапляли в паровий простір, необхідно максимально збільшити площу контакту між водою і паром. Для цього необхідно розділити потік води на краплі.

Крім того, вода, що надходить у котел-утилізатор, потребує хімічної очистки води [12].

## 2 . РОЗРОБКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ СПОЖИВАННЯ ЕНЕРГОНОСІЇВ НА ПРОМИСЛОВИХ ОБ'ЄКТАХ

### 2.1 Розрахунок дизельного двигуна HYUNDAI ENGINE H25/33

Тепловий розрахунок проводився для дизельного двигуна HYUNDAI ENGINE H25/33.

Двигун споживає 447 л/год дизельного палива. Були прийняті наступні вихідні параметри розрахунку:

- Тиск навколишнього середовища  $P_0 = 0,1$  МПа;
- Температура навколишнього середовища  $T_0 = 300$  К;
- тиск залишкового газу  $P_r = 0,12$  МПа;
- Температура залишкових газів  $T_r = 850$  К;
- Температура повітря на вході в циліндр, К

$$T'_0 = T_0 + \Delta T = 300 + 30 = 330 ;$$

— політропні показники стиснення  $n_1$  і розширення  $n_2$  прийняті з урахуванням граничної швидкості:

$$[n_1 = 1,28 \dots 1,4]; n_1 = 1,38;$$

$$[n_2 = 1,18 \dots 1,28]; n_2 = 1,23;$$

- коефіцієнт активного тепловиділення  
 $\xi = 0,78; [\xi = 0,7 \dots 0,85];$

- Тиск газу в циліндрі в кінці такту впуску

$$P_a = 0,89 \text{ МПа}, [P_a = (0,85 \dots 0,95) P_0].$$

Було введено нижню межу для високооборотних дизельних двигунів.

*Визначені параметри запуску*

Коефіцієнт залишкового газу

$$\gamma_{\text{ост}} = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{(\varepsilon \cdot P_a - P_r)} = 0,035.$$

Кінцева температура на вході, К

$$T_a = \frac{T_0 + \gamma_{\text{ост}} \cdot T_r}{1 + \gamma_{\text{ост}}} = 357\text{К}.$$

Коефіцієнт заповнення

$$h_v = \phi \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{T_o}{T_a \cdot (1 + \gamma_{\text{ост}})} = 0,874,$$

Де  $\phi$  – коефіцієнт завантаження,  $\phi = 1,05 \dots 1,10$ .

*Визначте параметри стиснення*

Тиск кінцевого стиснення, МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 4,3.$$

Температура в кінці стиснення, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 1035.$$

*Розрахунок робочої теплоти*

Теоретична кількість повітря, необхідна для повного спалювання 1

кг дизельного палива,  $\frac{\text{кг.повітря}}{\text{кг.палива}}$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3}C + 8H - O_2 \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = 14,35,$$

або в кротах,  $\frac{\text{КМОЛЬ}}{\text{КГ}}$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,495.$$

Загальний об'єм повітря  $\frac{\text{КМОЛЬ}}{\text{КГ}}$

$$M_1 = \alpha \cdot Z_0 = 1,35 \cdot 0,495 = 0,667.$$

Загальна кількість продуктів згоряння  $M_2$  складається з продуктів згоряння при  $\alpha = 1$  і надлишкового повітря, яке не бере участь у згорянні.

$\frac{\text{КМОЛЬ}}{\text{КГ}}$

$$(M_2)_{\alpha=1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 = \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{2} + 0,79 \cdot 1 \cdot 0,495 = 0,527.$$

Занадто багато свіжого повітря,  $\frac{\text{КМОЛЬ}}{\text{КГ}}$

$$M_{\text{изб.в.}} = (\alpha - 1) \cdot L_0 = (1,35 - 1) \cdot 0,495 = 0,173.$$

Загальна кількість продуктів згоряння,  $\frac{\text{КМОЛЬ}}{\text{КГ}}$

$$M_2 = (M_2)_{\alpha=1} + M_{\text{изб.в.}} = 0,527 + 0,173 = 0,7.$$

Хімічний коефіцієнт зміни молекули

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,700}{0,627} = 1,051.$$

Справжній молекулярний коефіцієнт зміни

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma_{\text{ост}} \cdot M_1}{M_1 \cdot (1 + \gamma_{\text{ост}})} = 1,045.$$

*Визначення параметрів горіння*

Рівняння згорання для дизельного двигуна виглядає так:

$$\frac{\xi \cdot H_{\text{и}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_{\text{ост}})} + \frac{U_{\text{с}} + \gamma_{\text{ост}} \cdot U_{\text{с}}''}{1 + \gamma_{\text{ост}}} + 1,985\lambda \cdot T_{\text{с}} = \mu (U_{\text{з}}'' + 1,985 \cdot T_{\text{з}}),$$

Де  $\lambda = 1,4 \dots 2,0$  - Ступінь підвищення тиску.

У форкамерних і вихрових дизельних двигунів він ближче до нижньої межі, а у двигунів з безпосереднім уприскуванням – ближче до верхньої [13].

Внутрішня енергія 1 кмоль продуктів згорання при температурі стиснення  $T_{\text{с}}$  включає внутрішню енергію продуктів згорання при  $\alpha = 1,0$  і внутрішню енергію надлишкового повітря.

$$U_{\text{с}}'' = (U_{\text{с}}'')_{\alpha=1} \cdot (r_{M_2})_{\alpha=1} + U_{\text{с}} \cdot r_{\text{изб.возд.}},$$

$$De(r_{M_2})_{\alpha=1} = \frac{(M_2)_{\alpha=1}}{M_2} = \frac{0,527}{0,700} = 0,753 - \text{відносна кількість продуктів}$$

згоряння при  $\alpha = 1,0$  на 1 кмоль продуктів згоряння при  $\alpha = 1,35$ ;

$$r_{\text{изб.возд.}} = \frac{M_{\text{изб.возд.}}}{M_2} = \frac{0,173}{0,700} = 0,247 - \text{відносна кількість надлишкового}$$

повітря в 1 кмоль продуктів згоряння.

Тоді внутрішня енергія 1 кмоль продуктів згоряння при температурі стиснення  $T_c$ ,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$

$$U''_c = 17208,8 \cdot 0,753 + 19309,2 \cdot 0,247 = 18807.$$

Розмір  $\lambda$  давайте запитимо  $\lambda = 1,8$ .

Тоді це сума всіх членів у лівій частині рівняння горіння  $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$

$$\frac{\xi \cdot H_{\text{и}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_{\text{ост}})} + \frac{U_c + \gamma_{\text{ост}} \cdot U''_c}{1 + \gamma_{\text{ост}}} + 1,985\lambda \cdot T_c = \frac{0,78 \cdot 10000}{0,667 \cdot (1 + 0,035)} +$$

$$+ \frac{17208,8 + 0,035 \cdot 18807}{1 + 0,035} + 1,985 \cdot 1,8 \cdot 1035 = 19130.$$

Отже, внутрішня енергія 1 кмоль продуктів згоряння,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$

$$\mu(U''_z + 1,985 \cdot T_z) = 19130.$$

як  $\mu = 1,045$ , то внутрішня енергія 1 кмоль продуктів згоряння,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$

$$U_Z'' + 1,985T_Z = 18300.$$

Розмір  $U_Z''$  є функцією температури горіння та теплоємності, тому останнє рівняння можна розв'язати методом підбору в діапазоні температур  $t_Z = (1800...2100)$  0С.

Встановлено та знайдено значення  $t_Z = 2000$  0С ( $U_Z''$ ) <sub>$\alpha=1$</sub>  і  $U_Z$  для цієї температури.

Вважайте це

$$\begin{aligned} U_Z'' &= (U_Z'')_{\alpha=1} \cdot (r_{M_2})_{\alpha=1} + U_Z \cdot r_{\text{изб.возд.}} = \\ &= 13900 \cdot 0,753 + 12100 \cdot 0,247 = 13455, \end{aligned}$$

Тоді внутрішня енергія 1 кмоль продуктів згорання,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$

$$U_Z'' + 1,985T_Z = 13455 + 1,985 \cdot (2000 + 273) = 17965.$$

Отриманий результат нижчий за необхідний, тому встановили температуру  $t_Z = 2100$  0С. Тоді внутрішня енергія 1 кмоль продуктів згорання,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$

$$U_Z'' = 14700 \cdot 0,753 + 12780 \cdot 0,247 = 14220.$$

В цьому випадку

$$U_Z'' + 1,985T_Z = 14220 + 1,985 \cdot (2100 + 273) = 18940.$$



Оскільки права частина рівняння горіння дорівнює  $18300 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$  і вона менше ніж  $18940 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$ , тоді очевидно, що бажана температура знаходиться між  $20\,000\text{ }^\circ\text{C}$  і  $21\,000\text{ }^\circ\text{C}$ . Для цього створюємо діаграму (рисунок 2.1) і графічно визначаємо потрібну температуру.

З графіка бачимо, що  $t_Z = 2034\text{ }^\circ\text{C}$ .

Тоді температура в кінці горіння, К

$$T_Z = t_Z + 273 = 2034 + 273 = 2307.$$

Максимальний тиск горіння, МПа

$$P_Z = \lambda \cdot P_C = 1,8 \cdot 4,3 = 7,74.$$

$$U_Z'' + 1,985T_Z$$

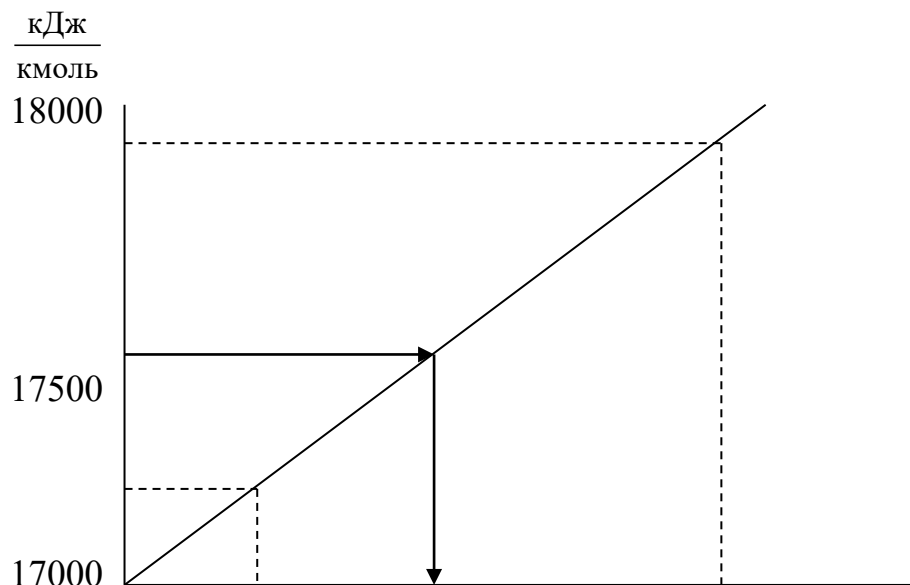


Рисунок 2.1 – Залежність  $U_Z'' + 1,985T_Z$  до температури  $t_Z$ .

*Визначте параметри розширення*

Коефіцієнт до розширення

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,045}{1,8} \cdot \frac{2307}{1035} = 1,29.$$

Швидкість подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16,5}{1,29} = 12,77.$$

Тиск кінцевого розширення, Па

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}.$$

Температура в кінці розширення, К

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

Середній манометричний тиск циклу, Па

$$P_{ip} = P_a \cdot \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-41}} \right) \right].$$

*Важливі показники циклу*

Частка індикаторного тиску, що використовується для подолання тертя і приводу допоміжних механізмів, Па

$$P_M = 0,105 + 0,012 \cdot C_n .$$

Для форкамерних і вихрових дизельних двигунів, Па

$$P_M = 0,105 + 0,0135 \cdot C_n .$$

Середній ефективний тиск циклу, Па

$$P_e = P_i - P_M ;$$

$$P_e = (0,55 \dots 0,80) \text{ МПа} .$$

Механічна ефективність

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i} ,$$

$$\eta_M = 0,7 \dots 0,82 .$$

Питомий показник витрати палива

$$g_i = 1985 \cdot \frac{\rho_0 \cdot h_V}{P_i \cdot \alpha \cdot l_0} ,$$

де  $\rho_0$  – густина заряду на вході,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

$$\rho_0 = \frac{P_0 \cdot 10^4}{R_0 \cdot T_0};$$

$\rho_0$  — теоретична кількість повітря, необхідна (в кг) для спалювання 1 кг палива.

Показник ефективності

$$\eta_i = \frac{465 \cdot 10^3}{g_i \cdot H_u};$$

$$\eta_i = 0,40 \dots 0,48.$$

Ефективна ефективність

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m;$$

$$\eta_e = 0,32 \dots 0,40.$$

*Створення схеми відображення двигуна*

На осі абсцис відкладено відрізок АВ (рисунок 2.2), який відповідає робочому об'єму циліндра і за розміром відповідає ходу S поршня. Значення, що відповідає об'єму камери згоряння, визначається із співвідношення

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}.$$

За даними теплового розрахунку на діаграмі в характерних точках наносять значення тиску в масштабі.

Побудова політропних ліній стиснення і розширення виконується графічно за методом Брауера.

З початку координат промінь OS проведено під кутом  $\alpha=(15...20)$  градусів за годинниковою стрілкою (вниз) від осі абсцис, а промені OD і OE проведено під кутом  $\beta_1$  і  $\beta_2$  від осі ординат. вісь ліворуч проти годинникової стрілки. Кути  $\beta_1$  і  $\beta_2$  визначаються зі співвідношення:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \left(1 + \operatorname{tg} \alpha\right)^{n_1} - 1; \operatorname{tg} \beta_2 = \left(1 + \operatorname{tg} \alpha\right)^{n_2} - 1.$$

Від точки до перетину з віссю ординат проводять горизонтальну лінію. Від цього перетину проводиться лінія під кутом 45 градусів до ординати (вертикалі) до перетину з зовнішнім діаметром балки. Від точки перетину (паралельно осі абсцис) проводиться горизонтальна лінія.

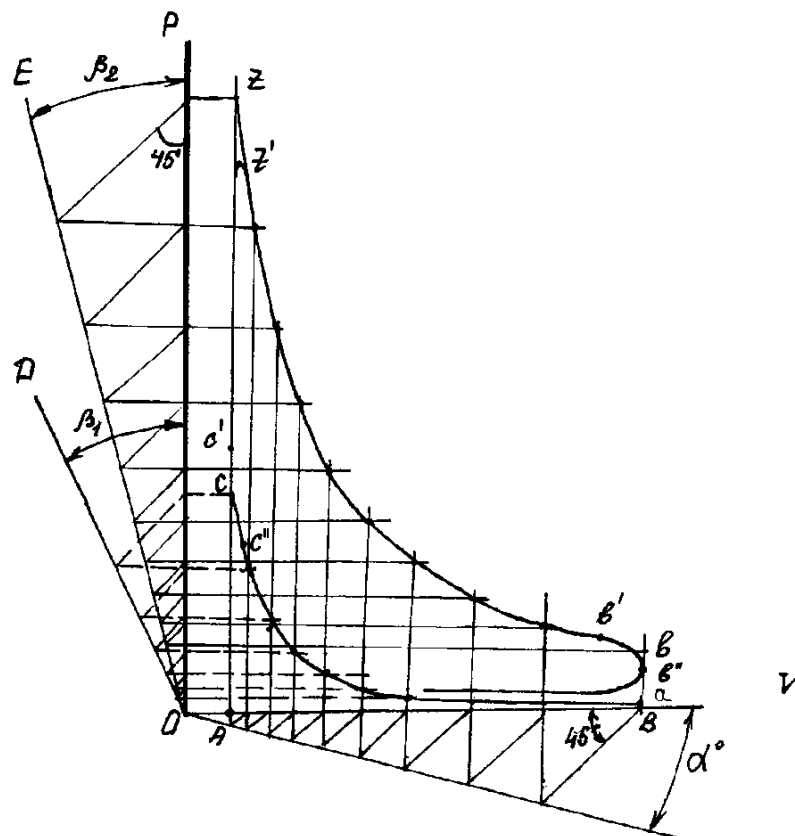


Рисунок 2.2 – Схема двигуна

Потім з точки С опускають вертикальну лінію на переріз променем ОС і з точки перерізу проводять пряму під кутом 45° до вертикалі на переріз з віссю абсцис. Від останньої точки відновлюється друга вертикальна лінія, поки вона не перетнеться з другою горизонтальною лінією. Перетин належить до політропи стиснення.

Подібним чином знаходять наступну точку політропи, але за вихідну беруть попередню (точку політропи стиснення щойно знайдено).

Політропа розширення будується аналогічно лінії стиснення, але з використанням променів OS і OE, а за початок лінії розширення береться точка Z.

Отримана діаграма є теоретичною індикаторною діаграмою, яка використовується для розрахунку індикаторного тиску МПа

$$P_{ip} = \frac{f_{aczba}}{AB} \cdot m_p,$$

де  $f_{aczba}$  - площа графіка в мм<sup>2</sup>;

$m_p$  - Шкала тиску.

Фактична діаграма відображення  $a/c/c/z/b/b/a/$  відрізняється від теоретичної, оскільки в реальному двигуні за рахунок випередження запалювання включається робоча суміш до досягнення поршнем верхньої мертвої точки. (TDC) і підвищує тиск наприкінці процесу стиснення. Процес видимого горіння відбувається з постійно мінливим об'ємом. Фактичний тиск в кінці видимого горіння, Па

$$P_{z'} = 0,85 \cdot P_z.$$

Відкриття випускного клапана до того, як поршень досягне ітм. знижує тиск в кінці розширення і коли поршень знаходиться в положенні

спокою. Відбуваються процеси звільнення і наповнення циліндра. Положення точки С/ залежить від моменту запалювання, а положення точки С// приблизно визначається виразом

$$P_{c//} = (1,15 \dots 1,25) \cdot P_{c/}.$$

Відстань точки z/ від осі ординат визначається жорсткістю двигуна і знаходиться в межах (10...15) градусів повороту кривошипа від максимальної висоти.

Положення точки b/ визначає кут пріоритету випуску, а точка b// зазвичай знаходиться між проектними точками b і a[13].

## 2.2 Вибір котла-утилізатора

Розраховано ентальпії газу. обсяг долі визначено

$$r_i = k_i / 100;$$

$$r_{N_2} = 75 / 1 = 0,75;$$

$$r_{CO_2} = 3 / 100 = 0,03;$$

$$r_{H_2O} = 8 / 100 = 0,08;$$

$$r_{O_2} = 14 / 100 = 0,14.$$

Розрахунок ентальпій, кДж/м<sup>3</sup>

$$I_g = \sum (r_i + C_i) \cdot v_g,$$

де  $v_g$  – температура газу 0С,

$C_i$  – середня теплоємність, кДж/(м<sup>3</sup> К).

Ентальпії газів в інтервалі температур 0 – 600 °С наведені в таблиці

2.1.

Таблиця 2.1 – Ентальпія газів

$t_g, 0C$	$I_g, \text{кДж/м}^3$	$\Delta I_g, \text{кДж/м}^3$
0	0	-
100	132.7	132.7
200	267.2	134.5
300	404.1	136.9
400	544.4	140.3
500	688,5	144.1
600	835,8	147.4

Коефіцієнт використання тепла, %

$$\eta_{\text{ку}} = \frac{I'_{\text{ку}} - I''_{\text{ку}}}{I'_{\text{ку}}} \cdot 100,$$

де  $I'_{\text{ку}} = 716,48 \text{ кДж/кг}$  – ентальпія газів на вході в котел (табл. 2.3),

$I''_{\text{ку}} = 127,39 \text{ кДж/кг}$  – ентальпія газу на виході з котла (табл. 2.3).

$$\eta_{\text{ку}} = \frac{716,48 - 127,39}{716,48} \cdot 100 = 82,2.$$

Втрати тепла в навколишнє середовище, %

$$q_5 = 0,63.$$

Коефіцієнт теплозбереження, %

$$\phi_{\text{ку}} = 1 - \frac{q_5}{\eta_{\text{ку}} + q_5} = 1 - \frac{0,63}{82,2 + 0,63} = 0,993.$$



Тому визначається кількість виробленої пари. Створено рівняння теплового балансу

$$Q_{\text{отд}} = Q_{\text{пол}} \cdot$$

$$G_{\Gamma} \cdot (I_{\Gamma.\text{ВХ}} - I_{\Gamma.\text{ВИХ}}) = D \cdot (I'' - I'),$$

Де  $G_{\Gamma}$  - Витрата вихлопних газів, м<sup>3</sup>/с;

$I_{\Gamma.\text{ВХ}}, I_{\Gamma.\text{ВИХ}}$  - ентальпія газу на вході та виході з котла, кДж/м<sup>3</sup>;

$D$  - витрата пари, кг/с;

$I'', I'$  - Ентальпія води на вході і пари на виході з котла, кДж/кг;

Витрата пари, кг/с

$$D = \frac{G_{\Gamma} \cdot (I_{\Gamma.\text{ВХ}} - I_{\Gamma.\text{ВИХ}})}{(I'' - I')};$$

$$D = \frac{155 \cdot (616,45 - 176,8)}{(2845 - 714,9)} = 32.$$

Для встановлення на дизельних електростанціях пропонується котел Garioni Naval GMT/EG (рисунок 2.18), який забезпечує паропродуктивність до 50 кг/с пари.

Парогенератори GMT/EG із примусовою циркуляцією вихлопних газів мають вертикальну конструкцію, спеціально розроблену для забезпечення потужності на основі робочого потоку вихлопних газів і робочої температури. Оскільки це дуже компактні пристрої, то в стандартному виконанні вони оснащені всіма заходами захисту від високих температур пари і вихлопних газів, високих температур пари, переривання потоку води і перевантаження електродвигунів.

Парогенератори з примусовим вихлопом зазвичай розраховані на 85% мінімального діапазону потужності, щоб забезпечити контроль тиску пари, коли головний двигун працює в діапазоні (85-100)%.

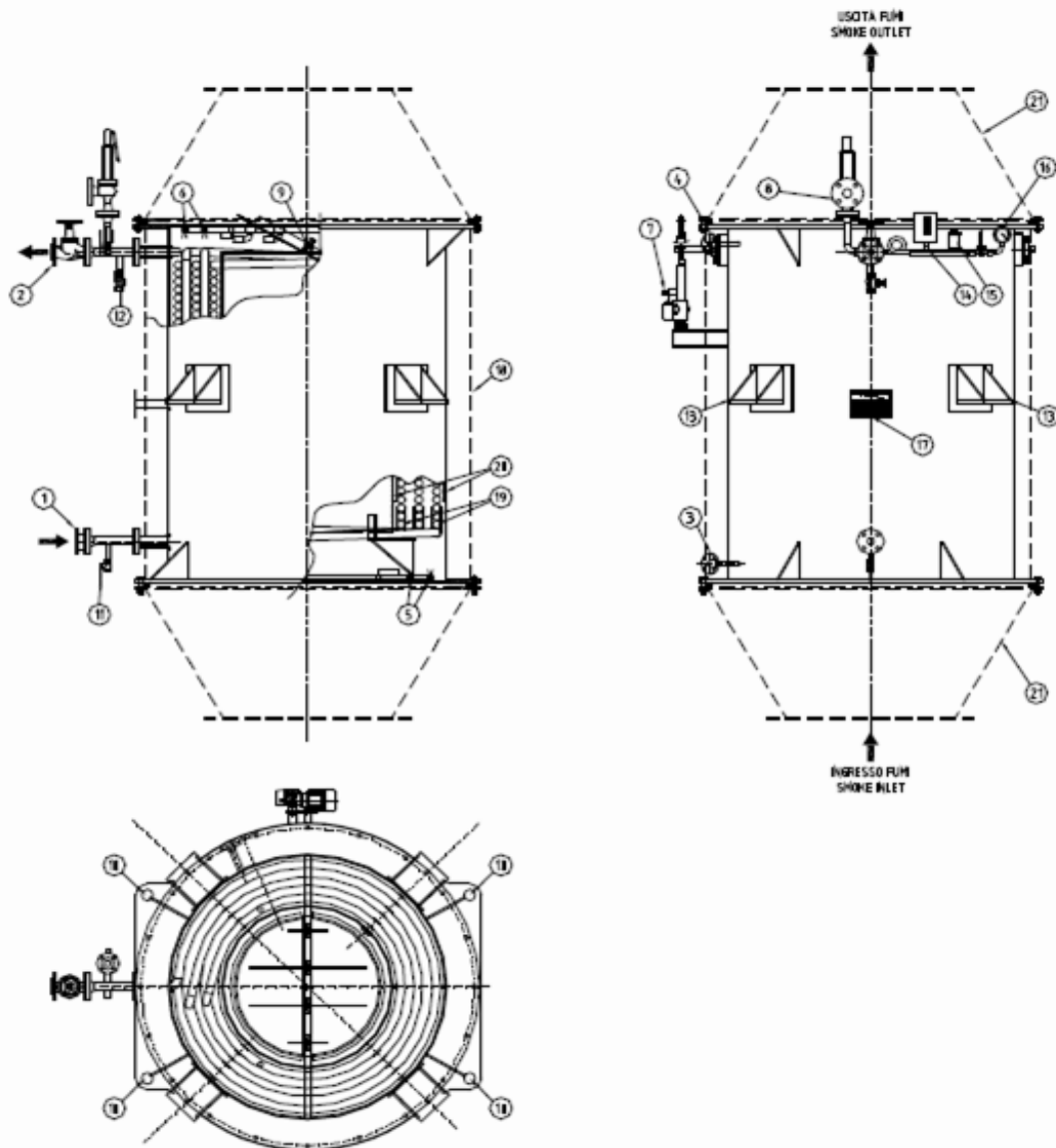


Рисунок 2.3 – Котел-утилізатор Garioni Naval GMT/EG

На рисунку 2.3 використовуються такі символи: 1 - вхід води, 2 - вихід пари, 3 - вхід води для легкого очищення, 4 - інтенсивне очищення, 5 - кільце для очищення сопла, 6 - кільце для очищення вогнегасника, 7 -

перекидний клапан двигун, 8 - запобіжник. 9 – перекидний перепускний водопровід, 10 – підйомно-фіксаційні рукоятки, 11 – зворотні клапани, 12 – дренажний пусковий кран, 13 – котел у зборі, 14 – запобіжний реле тиску, 15 – датчик тиску, 16 – манометр, 17, 18 – ізоляція, 19 – котушка, 20 – бобіна, 21 – з'єднувальний конус (опціонально).

Парогенератор для примусової циркуляції відпрацьованих газів оснащений внутрішньою або зовнішньою димохідною заслінкою, яка відкривається при робочому тиску пари. У цьому випадку дим потрапляє в димохід через основну зону передачі, запобігаючи перегріву змішаних і пари. Під час початку роботи додаткові водяні насоси завжди запускаються до закриття самоскида, щоб уникнути утворення перегрітого газу. Останній вихід відкривається в лінію конденсату перед охолоджувачем конденсату. Під час роботи водяні клапани завжди працюють із обраною продуктивністю, за винятком високих температур пари та відпрацьованих газів, високих температур пари та переривання потоку живильної води (у всіх цих випадках живильні насоси зупиняються). Для підтримки працездатності насосів температура води, що подається, не повинна перевищувати 80 °С. [14] Робочий тиск пари підтримується електронним регулятором тиску пари, який керує вихлопним скидачем. При досягненні робочого тиску самоскид відкриває потік вихлопних газів прямо в димохід. Коли тиск пари падає, самоскид закривається, щоб збільшити кількість газів, що протікають через котушки генератора. Температура пари контролюється датчиком температури, підключеним до електронного регулятора температури пари. Якщо температура висока, відкривається перепускний клапан. Нижче 85% від мінімального діапазону продуктивності вміст вологи зменшується разом із мінімальним діапазоном продуктивності. Якщо потоки газів не дозволяють утворювати суху пару, підвищена вологість надходить у лінію конденсату перед охолоджувачем конденсату.

### 2.3 Розрахунок ступеня парової турбіни

Для заданих значень параметрів пари перед ступенем і вздовж нього на діаграмі  $h_s$  для його ізоентропічного розширення пари початкова ентальпія  $h_0 = 2845$  кДж/кг і кінцева ентальпія  $h_{02} = 2745$  кДж/кг, а також різниці тепла, кДж/кг, визначають:

— на градус турбіни

$$\Delta h_0 = h_0 - h_{02} = 2845 - 2745 = 100;$$

— на решітці сопла

$$\Delta h_{01} = (1 - \rho) \cdot \Delta h_0 = (1 - 0,15) \cdot 100 = 85;$$

— на робочій сітці

$$\Delta h_{02} = \rho \cdot \Delta h_0 = 0,15 \cdot 100 = 15.$$

Параметри пари перед і за соплом і робочими сітками визначали за діаграмою стану пари та діаграмою ГС.

$$P_0 = 0,39 \text{ МПа}$$

$$P_1 = 0,25 \text{ МПа}$$

$$P_2 = 0,24 \text{ МПа}$$

$$t_0 = 190^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 155^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 141^\circ\text{C}$$

$$v_0 = 0,55 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$v_1 = 0,72 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$v_2 = 0,80 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Умовна швидкість потоку пари (швидкість, що відповідає повній доступній енергії ступеня), що відповідає її адіабатному розширенню на ступені турбіни [15], м/с.

$$C_a = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \Delta h_0 + \chi_0 \cdot C_0^2} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot 100 + 1,0 \cdot 40^2} = 448,999.$$

Якщо кінетична енергія повністю використовується на вході перед сценою, то  $\chi_0 = 1$ . Значення  $\chi_a$  приймається в межах 0,42...0,48; Крім того, більше прийнято для турбін з підвищеним ККД. Ми приймаємо значення  $\chi_a = 0,43$ . Значення  $\chi_a$  виражає відношення швидкостей  $U/C_a$ , де  $U$  – окружна швидкість м/с.

На основі прийнятого значення  $\chi_a$  Окружна швидкість при середньому діаметрі леза, РС

$$U = \chi_a \cdot C_a = 0,43 \cdot 448,999 = 193,07 .$$

Середній діаметр лопаті, м

$$d_{cp} = \frac{U}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 193,07}{3,14 \cdot 3000} = 1,23 .$$

Теоретична швидкість виходу пари з каналів решітки сопла, м/с

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot (1 - \rho) \cdot \Delta h_1 + \chi_0 \cdot C_0^2} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,15) \cdot 85 + 1 \cdot 40^2} = 382,23 .$$

Фактична швидкість пари на виході з каналів сопел, м/с

$$C_1 = \phi \cdot C_{1t} = 0,97 \cdot 382,23 = 370,76,$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт швидкості пари на вході в робочу решітку.

Вибір кута виходу потоку пари з решітки сопла  $\alpha_1 = 11^\circ$  [15].

Вибираємо ступінь парціальності  $\varepsilon = 1$  і швидкість потоку соплової решітки  $\mu = 0,97$ .

Висота решітки сопла, мм

$$l_1 = \frac{G_0 \cdot v_1}{\mu_1 \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot C_{1t} \cdot \sin \alpha_1} = \frac{32 \cdot 0,72 \cdot 1000}{0,97 \cdot 3,14 \cdot 1,23 \cdot 382,23 \cdot \sin 11} = 84,32.$$

На рис.2.4 наведено ескіз проточної частини проміжного ступеня з типовими профілями сопла та робочих лопатей. Враховуючи великий вплив джерел пари на ефективність марки, особливо при високій реакційній здатності, величина зазору в них повинна бути доведена до мінімально можливого значення ( $\delta = (0,5 \dots 1)$  мм) [16]. ]

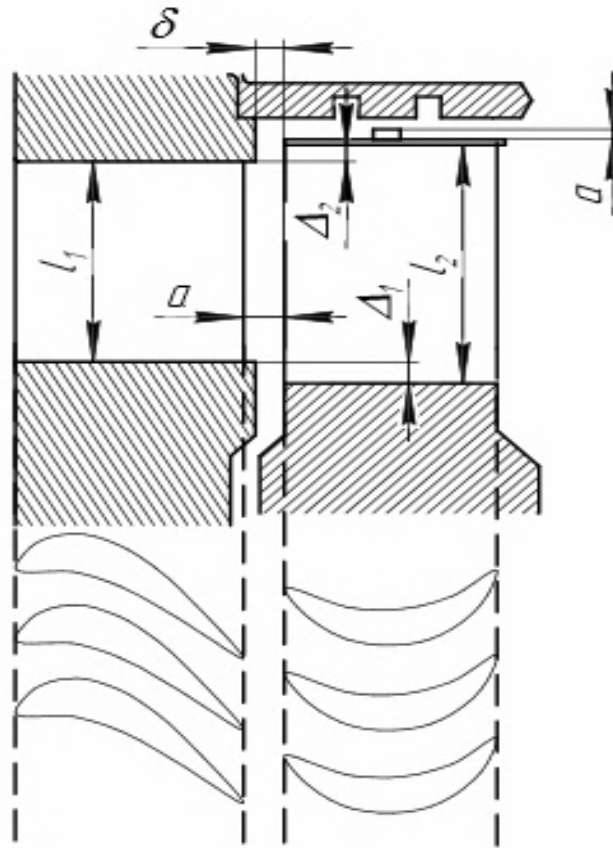


Рисунок 2.4 – Ескіз потокової частини ступіні

Робочі планки завжди розраховані на перекриття решіток насадок.

Для ступенів з низькими ґратами нахлест на корені планки вибирають  $\Delta_1 = 1$  мм, а на кінчиках  $\Delta_2 = 1,6$  мм [16].

Робоча висота сітки, м

$$l_2 = l_1 + \Delta_1 + \Delta_2 = 0,085 + 0,001 + 0,0016 = 0,0876.$$

Відносна швидкість пари на вході в робочу решітку, м/с

$$\begin{aligned} W_1 &= \sqrt{(C_1^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1)} = \\ &= \sqrt{(370,76^2 + 193,07^2 - 2 \cdot 193,07 \cdot 370,76 \cdot \cos 11)} = 184,88. \end{aligned}$$

Кут входу пари в робочі лопаті, град

$$\beta_1 = \arcsin \left[ \left( \frac{C_1}{W_1} \right) \cdot \sin \alpha_1 \right] = \arcsin \left[ \left( \frac{370,76}{184,88} \right) \cdot \sin 11 \right] = 22,5.$$

Кут виходу пари з робочих лопатей, град

$$\beta_2 = \beta_1 - 3 = 22,5 - 3 = 19,5.$$

Теоретична швидкість пари на виході з робочих лопатей, м/с

$$W_{2t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \Delta h_{02} + W_1^2} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot 15 + 184,88^2} = 253,34.$$

Фактична відносна швидкість пари на виході з робочих лопатей, м/с

$$W_2 = \psi \cdot W_{2t} = 0,84 \cdot 253,34 = 212,81,$$

Де  $\psi$  – Коефіцієнт швидкості пари в робочій решітці.

Знайдене значення  $\psi$  відноситься до швидкості пари на лопатях ротора  $W_2$  приблизно 500 м/с. Для інших швидкостей значення  $\psi$  слід помножити на поправочний коефіцієнт  $k$  ( $\psi = \psi \cdot k = 0,84 \cdot 1,03 = 0,8652$  [16]).

Уточнюємо фактичну швидкість пари на виході з робочої решітки, м/с

$$W_2 = \psi \cdot W_{2t} = 1,03 \cdot 212,81 = 219,2.$$

Знайти значення проекції  $C_2$  в осьовому напрямку, м/с



$$C_{2a} = \frac{G_0 \cdot v_2}{\pi \cdot d_{cp} \cdot l_2} = \frac{25 \cdot 0,8}{3,14 \cdot 1,23 \cdot 0,0876} = 59,11.$$

Вказуємо кут виходу пари з лопатей ротора в градусах.

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{C_{2a}}{W_2}\right) = \arcsin\left(\frac{59,11}{219,2}\right) = 15,645.$$

Після цього уточнюємо коефіцієнт швидкості пари на виході з робочих лопаток  $\psi$ , що відповідає отриманому уточненому значенню кута  $\beta_2$  з урахуванням поправочного коефіцієнта  $k$

$$\psi = \psi \cdot k = 0,84 \cdot 1,03 = 0,8652.$$

Помилка визначення коефіцієнта  $\psi$

$$\Delta\psi = \frac{(\psi_{\max} - \psi_{\min})}{\psi_{\max}} = \frac{(0,8652 - 0,84)}{0,8652} = 0,029.$$

Уточнюємо фактичну швидкість пари на виході з робочої решітки,  
м/с

$$W_2 = \psi \cdot W_{2t} = 0,8652 \cdot 253,34 = 219,19.$$

Абсолютна швидкість пари на виході з робочих лопатей, м/с

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2} = \\ = \sqrt{219,19^2 + 193,07^2 - 2 \cdot 193,07 \cdot 219,19 \cdot \cos 15,645} = 61,79.$$

По за стосунками  $\sin \alpha_2 = (W_2 \cdot \sin \beta_2) / C_2$  або  $\sin \alpha_2 = C_{2a} / C_2$  Визначте напрямний кут абсолютної швидкості  $\alpha_2$

$$\alpha_2 = \arcsin \left[ \frac{W_2 \cdot \sin \beta_2}{C_2} \right] = \arcsin \left[ \frac{219,19 \cdot \sin 15,645}{61,79} \right] = 73,06 \text{ .}$$

Трикутники швидкостей ступеня турбіни можна побачити на рисунку 2.5.

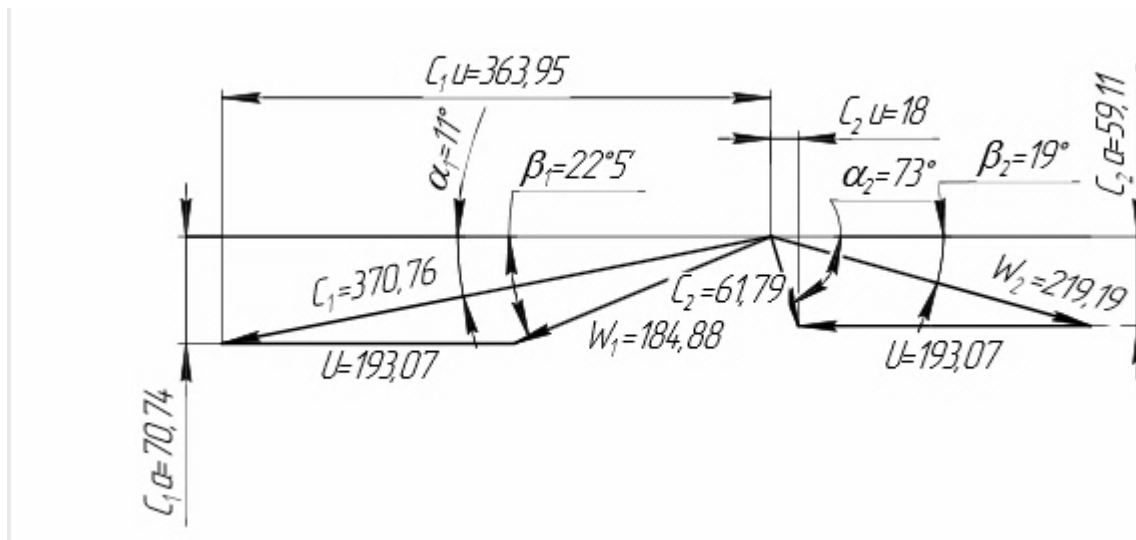


Рисунок 2.5 – Трикутники градусних швидкостей турбіни

Проекції швидкостей  $C_1$  і  $C_2$  на окружний та осьовий напрямки визначалися з трикутників швидкостей, м/с.

$$C_{1u} = C_1 \cdot \cos \alpha_1 = 370,76 \cdot \cos 11^\circ = 363,95;$$

$$C_{2u} = C_2 \cdot \cos \alpha_2 = 61,79 \cdot \cos 73,06^\circ = 18,01;$$

$$C_{1a} = C_1 \cdot \sin \alpha_1 = 370,76 \cdot \sin 11^\circ = 70,74;$$

$$C_{2a} = C_2 \cdot \sin \alpha_2 = 61,79 \cdot \sin(180 - 73,06^\circ) = 69,62 \cdot 0,957 = 59,11 \text{ .}$$

Втрати в соплових каналах, кДж/кг

$$\Delta h_c = \frac{C_{1t}^2 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 - \phi^2) = \frac{382,23^2 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 - 0,97^2) = 4,32.$$

Втрати на робочих листах, кДж/кг

$$\Delta h_{\text{л}} = \frac{W_{2t}^2 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{253,34 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 - 0,8652^2) = 8,069.$$

Втрати при початковій швидкості, кДж/кг

$$\Delta h_{\text{в.с.}} = \frac{C_2^2 \cdot 10^{-3}}{2} = \frac{61,79^2 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,909.$$

Коефіцієнти втрат, виражені як частки використаної енергії:

— в решітці сопла

$$\xi_c = \frac{\Delta h_c}{E_0} = \frac{4,32}{98,53} = 0,044;$$

— в робочій сітці

$$\xi_{\text{л}} = \frac{\Delta h_{\text{л}}}{E_0} = \frac{8,0685}{98,53} = 0,082;$$

— зі швидкістю виведення

$$\xi_{\text{в.с.}} = \frac{\Delta h_{\text{в.с.}}}{E_0} = \frac{1,909}{98,53} = 0,0194.$$

Відносна ефективність леза

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{\Delta h_u}{E_0} = 1 - \frac{\Delta h_c}{E_0} - \frac{\Delta h_{\text{л}}}{E_0} - (1 - \mu_1) \cdot \frac{\Delta h_{\text{в.с}}}{E_0} = 1 - \xi_c - \xi_{\text{л}} - (1 - \mu_1) \cdot \xi_{\text{в.с}};$$

$$\eta_{\text{ол}} = 1 - 0,0438 - 0,082 - (1 - 0,77) \cdot 0,0194 = 0,8698;$$

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{85,7}{98,53} = 0,8698,$$

Тут  $\Delta h_u$  — використана різниця тепла, виходячи з країв робочої решітки, кДж/кг

$$\begin{aligned} \Delta h_u &= \Delta h_o + \mu_0 \cdot \Delta h_{\text{в.с}} - \mu_1 \cdot \Delta h_{\text{в.с}} - \Delta h_c - \Delta h_{\text{л}} - (1 - \mu_1) \cdot \Delta h_{\text{в.с}} = \\ &= 100 + 0 \cdot 1,909 - 0,77 \cdot 1,909 - 8,0685 - 4,32 - (1 - 0,77) \cdot 1,909 = 85,7; \end{aligned}$$

$\mu_0$ - Коефіцієнт використання вихідної швидкості попереднього нерегулюючого ступеня (для першого ступеня).  $\mu_0=0$ );

$\mu_1$ - коефіцієнт використання вихідної швидкості даного ступеня ( $\mu_1=0,75...0,8$ );

$E_0$ - Енергія пари на градус, кДж/кг

$$E_0 = (\Delta h_o - \mu_0 \cdot \Delta h_{\text{в.с}} - \mu_1 \cdot \Delta h_{\text{в.с}}) = (100 - 0 \cdot 1,909 - 0,77 \cdot 1,909) = 98,53.$$

Щоб визначити відносну внутрішню ефективність, ми визначаємо втрати енергії на тертя та вентиляцію, а також витоки пари через внутрішні зазори в діафрагмі та радіальних ущільненнях.

Витрата потужності на тертя і вентиляцію за пропорційністю  $\varepsilon=1$ , кВт

$$N_{\text{т.в.}} = 1,07 \cdot \lambda \cdot d^2 \cdot \left( \frac{U}{100} \right)^3 \cdot \rho = 1,07 \cdot 1,1 \cdot 1,145^2 \cdot \left( \frac{193,07}{100} \right)^3 \cdot 1,82 = 20,212,$$

Де  $\lambda$  - коефіцієнт, значення якого для перегрітої пари становить 1,1...1,2; для насиченої пари – 1,3;

Д - Діаметр диска, виміряний по центру лопатей, м

$$d = d_{cp} - l_1 = 1,23 - 0,085 = 1,145;$$

$\rho$  - Щільність середовища, в якому обертається диск, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho = \frac{1}{v_o} = \frac{1}{0,55} = 1,82.$$

Втрати на тертя і вентиляцію, кДж/кг

$$\Delta h_{т.в.} = \frac{N_{т.в.}}{G_o} = \frac{20,212}{32} = 0,632.$$

Втрати на тертя та вентиляцію в частинах доступної енергії

$$\xi_{т.в.} = \frac{\Delta h_{т.в.}}{E_0} = \frac{0,632}{98,53} = 6,41 \cdot 10^{-3}.$$

Втрати через витік пари в діафрагмі та радіальних ущільненнях виражаються у частках виділеної енергії на градус

$$\xi_{1ут} = \frac{\mu_{1уп} \cdot F_{1уп} \cdot \eta_{ол}}{\mu_{1с.р.} \cdot F_1 \cdot \sqrt{z_1}} = \frac{0,78 \cdot 0,000471 \cdot 0,8698}{0,98 \cdot 0,063 \cdot \sqrt{4}} = 2,59 \cdot 10^{-3},$$

Де  $\mu_{1уп}$  - коефіцієнт витрати пари в діаграмних прокладках,  $\mu_{1уп} = 0,81$ ;

$\Phi_{1\text{уп}}$  - Площа кільцевого зазору роздільників діафрагм, м<sup>2</sup>

$$F_{1\text{уп}} = \pi \cdot d_{\text{уп}} \cdot \delta_1 = 3,14 \cdot 0,5 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} = 0,000471;$$

$D_{\text{уп}}$  - Діаметр ущільнення мембрани (в залежності від конструктивних особливостей турбін) знаходиться в межах (0,4...0,6) м;

$\delta_1$  - Радіальний люфт ущільнення (передбачається 0,5 мм);

$\mu_{1\text{с.р.}}$  - Коефіцієнт витрати пари в сопловому полі (за експериментальними даними).  $\mu_{1\text{с.р.}} = 0,96...0,98$  для перегрітої пари і 1,02...1,04 для вологої пари);

$\Phi_1$  - вихідний переріз соплової решітки, м<sup>2</sup>

$$F_1 = \frac{G_0 \cdot v_1}{\mu_{1\text{с.р.}} \cdot C_{1t}} = \frac{32 \cdot 0,72}{0,96 \cdot 382,23} = 0,063;$$

$z_1$  - кількість гребінчастих ущільнень у мембрані (прийнято 4).

Абсолютне значення втрат в діафрагмах, кДж/кг

$$\Delta h_{1\text{уп}} = \xi_{1\text{уп}} \cdot E_0 = 2,59 \cdot 10^{-3} \cdot 98,53 = 0,255.$$

Втрати через витік пари в радіальних ущільненнях лопаті ротора

$$\begin{aligned} \xi_{2\text{уп}} &= \frac{\Delta h_{2\text{уп}}}{E_0} = \frac{\mu_{2\text{уп}} \cdot F_{2\text{уп}} \cdot \eta_{\text{ол}}}{\mu_1 \cdot F_1 \cdot \sqrt{z_2}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\text{п}}}{1-\rho}} \\ &= \frac{0,76 \cdot 2,07 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8698}{0,8 \cdot 0,063 \cdot \sqrt{4}} \cdot \sqrt{\frac{0,259}{1-0,15}} = 7,49 \cdot 10^{-3}, \end{aligned}$$

де  $\Delta h_{2\text{уп}}$  - абсолютне значення витоку пари в радіальних ущільненнях робочих лопаток, кДж/кг;

$\mu_{2\text{уп}}$  - коефіцієнт витрати пари в зазорах радіальних ущільнень,  $\mu_{2\text{уп}} = 0,81$ ;

$F_{2\text{уп}}$  - Площа кільцевого зазору радіального ущільнення, м<sup>2</sup>

$$F_{2\text{уп}} = \pi \cdot (d_{\text{сп}} + l_2) \cdot \delta_2 = 3,14 \cdot (1,23 + 0,0876) \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 2,07 \cdot 10^{-3};$$

напр<sub>2</sub> - Кількість гребінчастих ущільнень (приймається 4);

$\rho_n$  - Ступінь реактивності на периферії ступеня

$$\rho_n = 1 - (1 - \rho) \cdot \left( \frac{\frac{d_{\text{сп}}}{l_2}}{1 + \frac{d_{\text{сп}}}{l_2}} \right)^2 = 1 - (1 - 0,15) \cdot \left( \frac{\frac{1,23}{0,0876}}{1 + \frac{1,23}{0,0876}} \right)^2 = 0,259.$$

Абсолютне значення втрат через негерметичність у радіальних ущільненнях, кДж/кг

$$\Delta h_{2\text{уп}} = \xi_{2\text{уп}} \cdot E_0 = 7,49 \cdot 10^{-3} \cdot 98,53 = 0,738.$$

Відносна ефективність внутрішнього закриття

$$\begin{aligned} \eta_{oi} &= \eta_{oi} - \xi_{\text{т.в.}} - \xi_{1\text{уп}} - \xi_{2\text{уп}} \\ &= 0,8698 - 6,41 \cdot 10^{-3} - 2,59 \cdot 10^{-3} - 7,49 \cdot 10^{-3} = 0,6598. \end{aligned}$$

Теплова різниця в градусах, кДж/кг

$$\begin{aligned}\Delta h_i &= \Delta h_u - \Delta h_{\text{т.в.}} - \Delta h_{1\text{уп}} - \Delta h_{2\text{уп}} \\ &= 85,7 - 0,632 - 1,4413 - 0,255 - 0,738 = 84,075.\end{aligned}$$

Внутрішня крокова потужність, кВт

$$N_i = G_0 \cdot \Delta h_i = 32 \cdot 84,075 = 2690,4.$$

На рисунку 2.6 зображено тепловий процес ступеня на діаграмі hS.

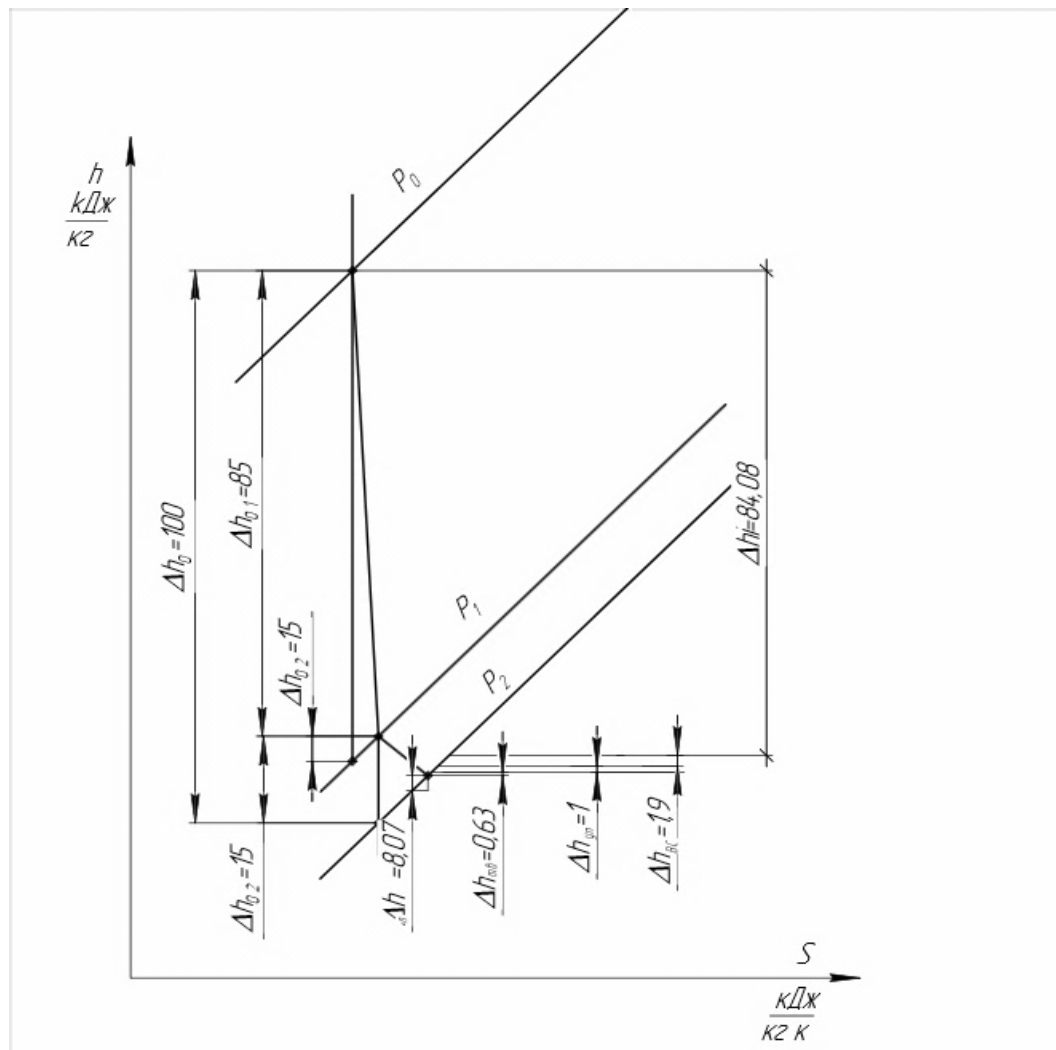


Рисунок 2.6 – Тепловий процес некерованої парової турбіни на діаграмі hS

Для визначення типу руху струменя пари в градусі визначимо відношення тиску пари на виході з градуса до тиску на її вході  $P_1/P_0$ .



Визначити число Маха для соплової системи

$$M_{c1} = \frac{C_1}{a_1} = \frac{370,76}{483,735} = 0,766,$$

де  $a_1$  - Швидкість поширення звуку в зоні виходу соплової решітки,  
м/с

$$a_1 = \sqrt{k \cdot P_1 \cdot v_1} = \sqrt{1,3 \cdot 0,25 \cdot 10^6 \cdot 0,72} = 483,735;$$

$k=1,3$ - для перегрітої пари.

Перевірка початкової висоти решітки насадки, м

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{cp} \cdot \sin \alpha_1} = \frac{0,063}{3,14 \cdot 1,23 \cdot \sin 11^\circ} = 0,0855.$$

Виходячи з отриманих значень числа Маха та кута входу потоку пари (кута нахилу соплових лопаток) виберемо профіль соплової лопатки С-90-12А [17].

Для обраного профілю лопаті беремо відносний крок і оптимальний кут установки.

$$\bar{t} = \frac{t_1}{B} = 0,75,$$

Де  $B$  - Профіль хорди лопатки насадки ( $B=60,6$  мм).

Визначте відстань соплової решітки, мм

$$t_1 = \bar{t} \cdot B = 0,75 \cdot 60,6 = 45,45.$$

Кількість напрямних лопаток, шт

$$Z_1 = \frac{\pi \cdot d_{\text{cp}}}{t_1} = \frac{3,14 \cdot 1,23}{45,45 \cdot 10^{-3}} = 84,98.$$

Кінцевий крок сітки, мм

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_{\text{cp}}}{Z_1} = \frac{3,14 \cdot 1,23}{0,085} = 45,44.$$

Залежно від значення числа Маха та кута виходу потоку пари визначали властивості профілю лопаті сопла.

Для створення профілю визначається коефіцієнт подібності

$$k'_{\text{под}} = \frac{B}{51,95} = \frac{60,6}{51,95} = 1,1665.$$

Величина  $M$  визначається за формулою

$$\begin{aligned} M &= [\sin(\beta - 3,938) \cdot 48,715] + 3,35 \\ &= [\sin(30 - 3,938) \cdot 48,715] + 3,35 = 24,753, \end{aligned}$$

де  $\beta$  – кут установки соплової лопаті. Прийнято оптимальний кут  $\beta = 30^\circ$  і нанесено ескіз лопатки насадки (рис. 2.7).

Визначається вихідний переріз каналів робочої решітки, м<sup>2</sup>

$$F_2 = \frac{G_0 \cdot v_2}{\mu_2 \cdot W_{2t}} = \frac{32 \cdot 0,8}{0,8 \cdot 253,34} = 0,126,$$

Де  $\mu_2$  - Коефіцієнт витрати пари в робочій решітці ( $\mu_2=0,8$ ).

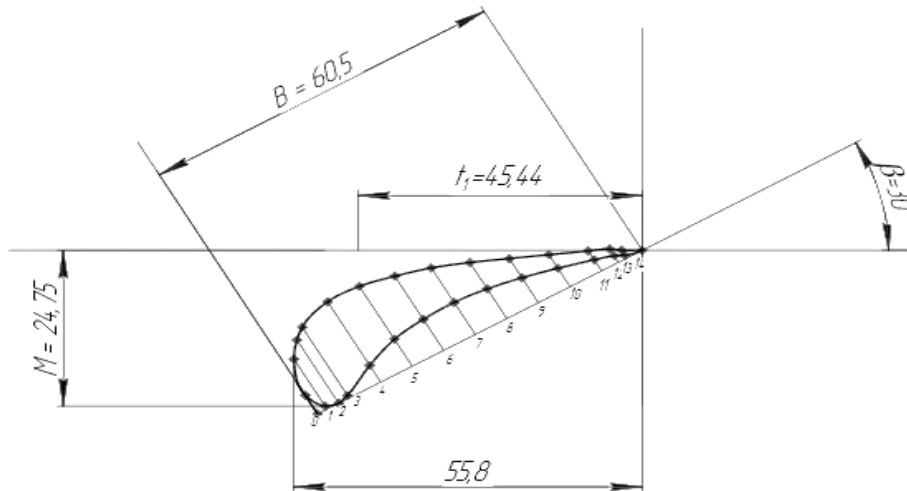


Рисунок 2.7 – Ескіз робочої сітки

Розрахункова вихідна висота робочої сітки, мм

$$l_2 = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{cp} \cdot \sin \beta_2} = \frac{0,126}{3,14 \cdot 1,23 \cdot \sin 15,645^\circ} = 12,1.$$

Швидкість поширення звуку в робочій мережі, м/с

$$a_2 = \sqrt{k \cdot P_2 \cdot v_2} = \sqrt{1,3 \cdot 0,24 \cdot 10^6 \cdot 0,8} = 499,6.$$

Число Маха для робочої сітки

$$M_{w_2} = \frac{W_2}{a_2} = \frac{219,2}{499,6} = 0,439.$$

В якості профілю робочої лопаті обрано P-26-17A [17].

Відносне значення кроку визначається для вибраного листа

$$\bar{t}_2 = \frac{t_2}{B} = 0,65,$$

де  $B$  - хорда профілю листа ( $B = 25,7$  мм).

Для обраного листа крок робочої сітки, мм

$$t_2 = \bar{t}_2 \cdot B = 0,65 \cdot 25,7 = 16,705.$$

Кількість робочих ножів, шт

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{cp}}}{t_2} = \frac{3,14 \cdot 1,23}{16,705 \cdot 10^{-3}} = 231,2.$$

Повідомлено остаточний крок сітки, мм.

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{cp}}}{Z_2} = \frac{3,14 \cdot 1,23}{231,2} = 16,7.$$

Залежно від значення числа Маха та кута виходу потоку пари визначають властивості профілю робочої лопаті.

Для створення профілю визначається коефіцієнт подібності

$$k_{\text{под}}'' = \frac{B}{25} = \frac{25,7}{25} = 1,03.$$

Величина  $M$  визначається за формулою

$$\begin{aligned} M &= [\sin(\beta - 3,938) \cdot 48,715] + 3,35 \\ &= [\sin(30 - 3,938) \cdot 48,715] + 3,35 = 24,753, \end{aligned}$$

де  $\beta$  – кут установки робочої лопаті. Прийнято оптимальний кут  $\beta = 80^\circ$  і створено ескіз робочого ножа (рис. 2.8).

Конструкція робочих лопаток парових турбін залежить від умов їх роботи в багатоступінчастій турбіні і дуже різноманітна.

Розробка конструкцій лопатей ротора базується на вимогах забезпечення високої надійності, економічності та технологічності.

Основними елементами робочої лопаті Р-26-17А є паровий обтічний профіль або робоча частина і хвостовик для кріплення лопаті до диска. Лопатки збирають в мішки за допомогою бинта або дротяних стяжок.[17]

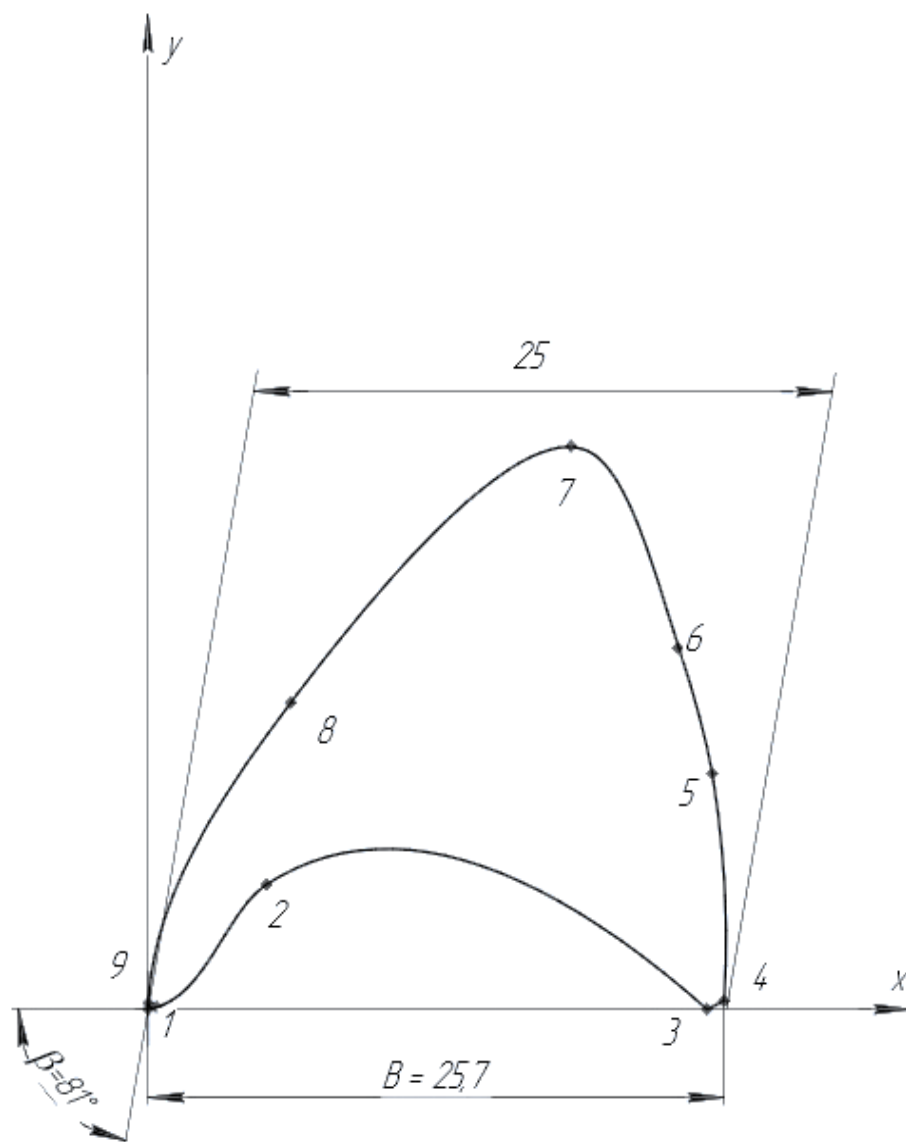


Рисунок 2.8 – Ескіз профілю аркуша

Конструкція робочої частини відвалу Р-26-17А залежить від його довжини. Для комплекту лопатей ротора Р-26-17А відношення площ кореневого перерізу до периферійного 7-10, скручування профілю (різниця кутів установки периферійного і кореневого відділів) 65- 70 градусів.[17].

### 3 БЕЗПЕКА ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ УГЛ

#### 3.1 Характеристика потенційно небезпечних і шкідливих виробничих факторів

При роботі теплообмінника котла виникає безліч небезпечних і шкідливих факторів. Крім того, необхідно забезпечити виробничу гігієну на робочому місці та забезпечити необхідне освітлення та вентиляцію.

##### 3.1.1 Шум і вібрація

Шум негативно впливає на здоров'я людини, підвищує втому працівників і, таким чином, сприяє виникненню травм і помилок на роботі та погіршенню працездатності людини.

Вимірювання проводяться безпосередньо в цеху, де розташований котел-утилізатор, за допомогою вимірювальних приладів Robotron. Тривалість перебування людей у зоні вимірювання: до 4 годин за зміну. Результати вимірювань середнього рівня звукового тиску в стандартних октавних смугах частот зведені в таблицю 3.1.

Усунення шкідливого впливу шуму на людину досягається конструктивно-акустичними заходами (звукоізоляція робочого місця оператора котельні), дистанційним керуванням шумоутворюючим обладнанням, а також дистанційним контролем їх роботи, проведенням планово-попереджувальних ремонтів (ППР) та застосування засобів індивідуального захисту. Беруші для захисту від шуму).

Місця з рівнем шуму понад 80 дБ повинні бути забезпечені відповідними знаками безпеки.

Таблиця 3.1 – Результати вимірювань середнього рівня звукового тиску в стандартних октавних смугах частот

Октавні смуги з геометричними центральними частотами, Гц	Рівень звукового тиску, дБ		
	Середні значення з даних вимірювань	Припустимо на весь час перебування персоналу в робочій зоні	
		до 4 годин	до 1 години
63	86.3	105	110
125	85	98	104
250	85.3	92	98
500	83.5	89	95
1000	80.7	86	92
2000 рік	78,0	84	90
4000	83.2	82	88
8000	85	80	86

### 3.1.2 Ризик вибуху та пожежі

Котельний цех, в якому експлуатується переобладнаний котел, відноситься до категорії «Г» за вибухо- та пожежонебезпекою. Територія навколо котла обладнана засобами пожежогасіння. Для гасіння електрообладнання встановлено пересувний вуглекислотний вогнегасник ОУ-80. В якості первинних засобів пожежогасіння застосовуються ручні



вуглекислотні вогнегасники ОУ-5МН і пожежні щити згідно з ГОСТ 12.4.009-83.

Категорії приміщень за вибухо- та пожежною безпекою, а також ступінь вогнестійкості будівель, приміщень і споруд котельного цеху наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 4.2 - Категорії приміщень за вибухо-пожежною безпекою та ступенем вогнестійкості будівель, приміщень і споруд котельного цеху

Будівлі, приміщення та споруди	Категорія приміщень	Рівень вогнестійкості
Котельня, кімната димовидалення	Г	II
Кімната хімоводоочистки і		
Склад матеріалів приміщення розподільних пристроїв дегазатора	DDV	III II II

Причиною пожежі можуть бути несправності електрообладнання, в результаті яких можуть виникнути: нагрівання та загоряння ізоляції кабелю, коротке замикання електропроводки. Причиною пожежі також може бути порушення правил пожежної безпеки при проведенні вогневих робіт під час експлуатації та ремонту котла.

Евакуація обслуговуючого персоналу здійснюється через вхідні ворота котла і через аварійний вихід на верхній площадці котла-утилізатора.

Для запобігання вибуху барабана сепаратора котла встановлені запобіжні клапани.

Для захисту конструкції цеху від блискавки встановлюється захист третьої категорії рівня надійності типу «А» (99,5% і вище).

### 3.1.3 Електробезпека

Приміщення майстерні, в якому встановлено котел, вважається особливо небезпечним з точки зору небезпеки ураження електричним струмом, оскільки є два ознаки підвищеної небезпеки:

- електропровідні перекриття із залізобетону;
- Температура повітря 303 К.

При експлуатації котла використовуються електроприлади з робочою напругою 380 В і міцно заземленим нульовим провідником. Для пристроїв з робочою напругою до 1000 В передбачено захисне заземлення з максимальним загальним опором 4 Ом.

## 3.2 Промислова гігієна

### 3.2.1 Вентиляція

У таблиці 3.3 наведені оптимальні значення температури, відносної вологості і швидкості повітря в робочій зоні виробничих приміщень.

Таблиця 4.3 – Оптимальні значення температури, відносної вологості та швидкості повітря в робочій зоні виробничих приміщень

Період року	Категорія роботи	Температура повітря	Відносна вологість	Швидкість руху, м/сек.
Холодний Період року	Па середнього ступеня тяжкості	19 – 21	60 – 40	0,2
	ПБ середнього ступеня тяжкості	17 – 19	60 – 40	0,2
Теплий Період року	Па середнього ступеня тяжкості	21 – 23	60 – 40	0,3
	ПБ середнього ступеня тяжкості	20-22	60 – 40	0,3

Наявність теплового випромінювання 400 Вт/м<sup>2</sup> замість допустимих 140 Вт/м<sup>2</sup> і запилене приміщення майстерні є проблемою, яку необхідно вирішити. Вплив цих факторів можна пом'якшити, створивши надійну систему вентиляції.

Під час експлуатації рекомендується використовувати змішану систему вентиляції. Вентиляція використовується в якості загальної вентиляції.

Місцева вентиляція забезпечує вентиляцію безпосередньо на робочому місці оператора котельні і поділяється на припливну і витяжну. В якості місцевої припливної вентиляції приймаємо установку вентиляційної камери з припливним вентилятором типу ВЦ, кількість яких визначається в розрахунку нижче.

Витяжні решітки можна використовувати як локальну відведення над джерелами тепла та забруднюючих речовин.

Запропонована система вентиляції забезпечує необхідний повітрообмін в цеху.

### 3.2.2 Розрахунок системи вентиляції

Вентиляційні пристрої - це пристрої, які забезпечують у приміщенні такий стан повітря, при якому людина відчувається нормально і мікроклімат приміщень не впливає на її здоров'я.

Для забезпечення необхідної якості повітря відповідно до гігієнічних норм необхідна постійна зміна повітря в приміщенні; Замість видаленого повітря подається свіже після відповідної обробки.

У цьому підрозділі представлений розрахунок загальнообмінної вентиляції від надлишку тепла.

Кількість вентиляційного повітря визначається за формулою  $m^3/s$

$$V_{\text{вент}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{надл}}}{C \cdot \rho \cdot (t_{\text{вид}} - t_{\text{пр}})},$$

де  $Q_{\text{надл}}$  – виділення відчутної теплоти в простір, Вт;

$\rho$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$t_{\text{тип}}$  і  $t_{\text{пр}}$  – температура витяжного і припливного повітря, °С.

Зниження температури повітря, °С

$$t_{\text{тип}} = t_{\text{дз}} + d (h - 2) = 30 + 1,5 (14 - 2) = 48,$$

де  $t_{\text{з}}$  – температура повітря в робочій зоні, 0 °С;

$d$  – коефіцієнт підвищення температури на кожен метр висоти, 0 °С/м;

$h$  – висота приміщення, м.

Кількість надлишкового тепла визначається з теплового балансу, як різниця між теплом, що надходить у приміщення, і теплом, що відводиться з приміщення, і теплом, що поглинається в ньому.

$$Q_{\text{over}} = Q_{\text{in}} - Q_{\text{view}}.$$

Тепло, що надходить у приміщення  $W$

$$Q_{\text{in}} = Q_{\text{rev}} + Q_{\text{l}} + Q_{\text{osv}} + Q_{\text{rad}},$$

де  $Q_{об}$  – теплота від роботи обладнання, що надходить у зовнішнє середовище, Вт;

$Q_1$  – теплота людей, Вт;

$Q_{осв}$  – тепло від джерела світла, Вт;

$Q_{рад}$  – тепло від сонячного світла через вікна, Вт.

Теплота від роботи обладнання, що виділяється в зовнішнє середовище, Вт

$$Q_{об} = \nu P_{уст} = 0,02 \cdot 22180000 = 443600,$$

де  $\nu$  – доля перетворення енергії в тепло;

$P_{уст}$  – монтажник В.

Тепло людей, В

$$Q_1 = nq = 3 \cdot 90 = 270,$$

де  $n$  – кількість людей у залі;

$q$  – кількість тепла на людину, 90 Вт.

Тепло від джерела світла, Вт

$$Q_{рес} = \mu R_{ес} = 0,4 \cdot 2000 = 800,$$

де  $\mu = 0,4$  для люмінесцентних ламп;

$P_{osv}$  – потужність системи освітлення, Вт.

Тепло від сонячного світла через вікна, Вт

$$Q_{рад} = A k S m = 127 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 0,8 = 914,4,$$

де  $A$  – кількість тепла в кімнаті з 1 м<sup>2</sup> скла, Вт/м;

$S$  – площа вікна, м<sup>2</sup>;

$m$  – кількість вікон;

$k$  – коефіцієнт, що враховує тип скління.

Тепло, що надходить у приміщення  $W$

$$Q_{at} = 443600 + 270 + 800 + 914,4 = 445584,4.$$

Тепло, що відводиться з космосу, Вт

$$Q_{туп} = 0,1 \cdot Q_{прих} = 0,1 \cdot 445584,4 = 44558,4.$$

Кількість надлишкового тепла, Вт

$$Q_{надл} = 445584,4 - 44558,4 = 401026.$$

Необхідний повітрообмін, м3/год

$$V_{\text{вент}} = \frac{3600 \cdot 401026}{1000 \cdot 1,12 \cdot (48 - 20)} = 46036,14.$$

Необхідний повітрообмін, м3/м3

$$K = \frac{V_{\text{вент}}}{V_{\text{пр}}},$$

де  $V_{\text{пр}}$  – площа приміщення, м3

$$V_{\text{пр}} = a \cdot b \cdot h = 12 \cdot 10 \cdot 14 = 1680.$$

Повітрообмін, м3/м3

$$K = \frac{46036,14}{1680} = 27,4.$$

Підбираємо вентилятор за аеродинамічними характеристиками та спеціальними номограмами, створеними на основі стендових випробувань різних типів вентиляторів.

Вихідним параметром для вибору вентилятора є розрахункова продуктивність вентилятора, м3/год



$$V_{\text{disper}} = 1,1 \quad V_{\text{vent}} = 1,1 \cdot 46036,14 = 50639,754,$$

1.1 — коефіцієнт, який враховує джерела повітря та витоки.

Виходячи з вихідних даних вибираємо відцентровий вентилятор низького тиску ВЦ4-75 № 12,5. Для визначення його властивостей використовуємо номограми:

- Швидкість - 1000 об / хв;

- ККД вентилятора – 0,8.

Необхідна встановлена потужність двигуна, Вт

$$N = \frac{V_{\text{рас}} \cdot H_{\text{в}}}{3600 \cdot \eta} = \frac{50639,754 \cdot 406}{3600 \cdot 0,8} = 7138,8.$$

### 3.2.2 Освітлення

Для досягнення необхідного рівня освітлення в майстерні необхідно поєднувати природне і штучне світло.

Природне освітлення відбувається збоку - через отвори в зовнішніх стінах кімнати з обох сторін. Особливості зорової роботи – середня точність.

Для штучного освітлення ми використовуємо освітлювальні прилади: лампи розжарювання та газорозрядні лампи. Для покращення освітлення безпосередньо на робочих місцях ми встановлюємо світильники непрямого освітлення «Lucent».

Економічними і вигідними з гігієнічної точки зору є газорозрядні люмінесцентні лампи низького тиску, а саме люмінесцентні лампи (ЛД) і люмінесцентні лампи з поліпшеною передачею кольору (КЛП).

На випадок аварії передбачається аварійне освітлення (10% працездатності), яке має автономне джерело живлення. У коридорах аварійне освітлення 0,5-1 лк.

## ВИСНОВКИ

Враховано енергоефективність роздільного та спільного виробництва теплової та електричної енергії. Підтверджено, що когенераційні установки можуть суттєво знизити питоме споживання викопного палива для задоволення потреб у тепловій та електричній енергії. Загальний ККД системи ТЕЦ перевищує загальний ККД окремої системи на 32%.

Проведено аналіз головної теплової схеми дизельної електростанції (ДЕУ). Систематизовано інформацію про двигун HYUNDAI ENGINE H25/33. Методом найменших квадратів визначено наближені залежності температури продуктів згоряння на виході з двигуна від числа обертів вала та температури охолоджуючої води на виході з двигуна від числа обертів вала.

Враховано найважливіші енергетичні концепції утилізації вихлопних газів від двигунів внутрішнього згоряння. Вибрано раціональну теплову схему утилізації відпрацьованих газів двигуна внутрішнього згоряння.

Проаналізовано основні характеристики процесів теплообміну в рекуперативному теплообміннику – конденсаторі парової турбіни. Виявлено зони високого навантаження, які потребують додаткового охолодження.

Запропоновано методику розрахунку дизельного двигуна HYUNDAI ENGINE H25/33. Визначено параметри всмоктування, параметри стиснення, параметри горіння та розраховано робочу теплоту. Визначено основні ознаки циклу.

## СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Бердишев, М. Ю. Прикладні питання тепломасообміну [Текст] : навч.-метод. посібник для студ. ЗДІА спец. 7.090510 і 8.090510 "ТЕ" всіх форм навчання : навч. посібник / М. Ю. Бердишев, І. Г. Яковлева // ЗДІА. - Запоріжжя : ЗДІА, 2012. - 134 с.
2. Кравченко, В.І. Вибір холодоагентів для теплових насосів. / В.І. Кравченко, В.В. Рошак // Наукові записки КНТУ. Кіровоград: КНТУ, вип.11, ч.І, - 2011 – с.165-168.
3. Рей, Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. – М.: Энергоиздат, 1982. - 218 с.
4. Янтовский, Е.И., Пустовалов Ю.В. Парокомпрессионные теплонасосные установки. – М.: Энергоиздат, 1982. - 144 с.
5. Перельштейн, И.И., Парушин Е.Б. Термодинамические и теплофизические свойства рабочих веществ холодильных машин и тепловых насосов. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 123 с.
6. Матвієнко, В. М., О. Ю. Ковтун. Конференція сторін Віденської конвенції про охорону озонного шару// Українська дипломатична енциклопедія: У 2-х т. /Редкол.:Л. В. Губерський (голова) та ін. — К: Знання України, 2004 — Т.1 — 760с. ISBN 966-316-039-Х
7. Ткаченко, С. Й. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання. Монографія / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2009. – 176 с.
8. Янтовский, Е. И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Е. И. Янтовский, Ю. В. Пустовалов. – М. : Энергоиздат, 1982. – 144 с.
9. Термодинамические диаграммы  $i$ -lgP для хладагентов. М.: АВИСАНКО, 2003. – 50 с.
10. Ткаченко, С. Й. Систематизація інформації з розробки,

дослідження та впровадження теплонасосних установок / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: науково-технічний збірник. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2007. – № 4. – С. 176–184.

11. Ткаченко, С. Й. Узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: науковотехнічний збірник. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – № 3. – С. 136–141.

12. Остапенко, О. П. Перспективи застосування теплонасосних станцій в Україні / О. П. Остапенко, О. В. Шевченко / Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: науково-технічний збірник. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця. – 2011. – № 2. – С. 132–139.

13. Долинский, А. А. Тепловые насосы в теплоснабжении / А. А. Долинский, Е. Т. Базеев, А. И. Чайка // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т.28, № 2. – С. 99–105.

14. Groff, G. G. Heat pumps in USA: 1950-1990 / G. G. Groff // International edition, 1980. – А. 38. – 46 p.

15. Проценко, В. П. Тепловые насосы в капиталистических странах / В. П. Проценко // Теплоэнергетика. - 1998. - № 3. – С. 70 – 74.

16. Янтовский, Е. И. Теплонасосные станции в энергетике / Е. И. Янтовский, Ю. В. Пустовлов, В. С. Янков // Теплоэнергетика. - 1987. - № 4. – С. 46 – 49.

17. Чепурний, М. М. Аналіз енергетичної ефективності застосування теплонасосних установок в системах централізованого теплопостачання / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 2002. - № 4. – С. 52 – 55.

18. Клер, А. М. Сопоставление эффективности использования низкотемпературной теплоты для комбинированной теплопроизводящей установки с тепловым насосом / А. М. Клер, А. Ю. Мариненко // Сб.

Энергетика: управления, качество и эффективность использования энергоресурсов. – 2003. – Т. 2. – С. 278 – 283.

19. Беляева, Г. Г. Оценка экономической целесообразности использования тепловых насосов в коммунальной энергетике Украины / Г. Г. Беляева, А. А. Рутенко, О. В. Басок // Пром. Теплотехника. - 2009. – Т. 31. - № 5. – С. 81 - 87.

20. Чепурний, М. М. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, Н. В. Пішеніна // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. - № 1. – 2010. Режим доступу: [http://www.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2010\\_1/2010-1.files/uk/10mmcaee\\_ua.pdf](http://www.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2010_1/2010-1.files/uk/10mmcaee_ua.pdf).

21. Бэр, Г. Д. Техническая термодинамика / Г. Д. Бэр. – М.: Мир, 1977. – 318 с.

22. Чепурний, М. М. Аналіз впливу температур на ефективність роботи теплонососних установок / Чепурний М. М., Ткаченко С. Й., Куть Т. П. // Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 2001. - № 4. – С. 53 – 56.

23. Кименов, Г. А. Техническая термодинамика / Г. А. Кименов. – Техника: София, 1981. – 374 с.

24. Мартынов, А. А. Кондиционирование воздуха в действующих рабочих шахтах / Мартынов, А. А., Лунев С. Г., Яковенко А. К., Солдатов В.И., Розенберг А. С. // Уголь Украины. – 2002. – №5. – с. 44 – 48

25. Рей, Д. Экономия энергии в промышленности. Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 208 с.

26. Васильев, Г. П. Использование низкопотенциальной тепловой энергии земли в теплонасосных системах / Васильев Г. П., Шилкин Н. В. // АВОК. – 2003. – № 2. с. 56 – 60

27. Попов, А. В. Анализ эффективности различных типов тепловых насосов // Проблемы энергосбережения. – 2005. – № 1 – 2.

28. Рей, Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 224с.

29. Фиалко, Н. М. Оценка эффективности применения тепловых насосов в условиях метрополитенов и угольных шахт / Фиалко Н. М., Зимин Л. Б. // Пром. теплотехника. – 2006. – Т.28. – № 2. – с. 111 – 119.

30. Снежкін, Ю.Ф. Використання теплових насосів у процесах сушіння / Снежкін, Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврін В.С., Хавін О.О., Дабіжа Н.О. // Пром. теплотехника. – 2006. – Т.28. – № 2. – с. 106 – 109.

31. Святун, А.А. Концепция энергетического рециклинга в технологическом процессе конвективной сушки измельченных материалов с рециркуляцией воздуха на мусороперерабатывающем заводе / Святун А.А., Ключев Э.С. // Матеріали міжнародної наукової конференції “Прикладні проблеми аерогідромеханіки та тепломасопереносу”. – Дніпропетровськ, ДНУ, 2008, с. 153 – 154.

32. Янтовский, Е.И. Промышленные тепловые насосы. / Янтовский Е.И., Левин Л.А. / М.: Энергоатомиздат, 1989. – 128 с.

33. Васильев, Г. П. Эффективность и перспектива использования тепловых насосов в городском хозяйстве Москвы // Энергосбережение. – 2007. – № 8. – с. 63 – 65

34. Наздрашов, М.Н. Комплексный подход к вопросу отопления, вентиляции и горячего водоснабжения административных, культурно-бытовых и жилых зданий // Новости теплоснабжения. – 2000. – № 02. – с. 35 – 38.

35. Фролов, В. П. Эффективность использования тепловых насосов в централизованных системах теплоснабжения / Фролов В. П., Щербаков С.Н., Фролов М.В., Шелгинский А.Я. // Новости теплоснабжения. – 2004 – №7

36. Шилкин, Н. В. Использование тепловых насосов в системах горячего водоснабжения зданий // Сантехника. – 2003. – № 3. – с. 65 – 67
37. Геотехническая механика. Электрификация горных работ: Учебн. для вузов / Под ред. Волотковского С.А. – К.: Вища школа, 1980.– 448 с
38. Холодильні установки: Підручник: У двох книгах. Кн.2 / І. Г. Чумак, В. П. Чепурненко, С. Ю. Лар'янівський та ін. – К.: Либідь, 1995. – 224 с
39. Бердищев, М.Ю. Низькопотенційні та альтернативні джерела енергії. Навчально-методичний посібник для студентів ЗДІА Енергетичного напрямку всіх форм навчання/ Бердищев М.Ю, Чейлитко А.О., Назаренко О.М. Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2015. – 270 с.
40. Суслов, А. Воздушные тепловые насосы: возможности и ошибки маркетинга // Акватерм. – 2010. - № 4. – С.22 – 24.
41. Коврига, Т. Лідер енергозберігаючих технологій / Т.Коврига // Энергосбережение. – 2009. – №9. – С. 4–5