

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
Факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій, автоматизації,
електроінженерії та радіоелектроніки
Кафедра електричної інженерії

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

(підпис) О. Ю. Колларов
(ініціали, прізвище)
«___» _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
БАКАЛАВРА

на тему Реконструкція котла ТПП-312 для підвищення ефективності його роботи

Reconstruction of the CCI-312 boiler to increase its efficiency

Виконав: студент 3 курсу, групи ТЕПЗп-18
(шифр групи)

напряму підготовки 144 «Теплоенергетика»
(спеціальності)

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Остапенко Едуард Валерійович

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник доц. к.ф.м.н, доц., Любименко О. М.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент Доц, к.т.н., доц, Штепа О.А.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Нормоконтроль:

Любименко О. М.

(підпис)

02.06.2021

(дата)

Засвідчую, що у цій випускній кваліфікаційній роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент

(підпис)

02.06.2021

(дата)

Покровськ – 2021 р.
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

Факультет комп'ютерно- інтегрованих технологій, автоматизації,
 електроінженерії та радіоелектроніки

Кафедра електричної інженерії

Освітній ступінь: бакалавр

Спеціальність: (144) теплоенергетика

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Завідувач кафедри

_____ (Колларов О. Ю.)

« » _____ 2021 р.

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ
Остапенко Едуард Валерійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: _____

Реконструкція котла ТПП-312 для підвищення ефективності його роботи

Reconstruction of the CCI-312 boiler to increase its efficiency

керівник роботи Любименко Олена Миколаївна, доц.к.-.ф. наук, доц.

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від _____ № _____ 2

2. Строк подання студентом роботи 02 червня 2021 року.

3. Вихідні дані до роботи: _____

Температура підігріву повітря, ° С – 381, Температура відхідних газів, ° С – 165, Температура живильної води, ° С – 260, ККД,% - 89,5 регенеративний підігрівач повітря РВП, Вид палива - вугілля (донецький)

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

1. ТЕОРЕТИЧНИЙ ОГЛЯД КОТЛА ТПП-312 ТА ЗАХОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ

2. Описання котла ТПП-312

3. Дослідження шляхів підвищення ефективності для котла тпп-312

4. Розробка заходів з охорони праці.

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

Вісім слайдів презентаційного матеріалу.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділи 1 – 3	Любименко О. М.		
Розділ 4	Колларов О. Ю.		
Нормоконтроль	Любименко О. М.		

7. Дата видачі завдання 05 травня 2021 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Розділ 1	03.05.21 – 12.05.21	
2.	Розділ 2	13.05.21 – 23.05.21	
3.	Розділ 3	24.05.21 – 27.05.21	
4.	Розділ 4	28.05.21 – 06.06.21	
5.			
6.			
7.			
8.			

Студент _____
(підпис)

Остапенко Е. В.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Любименко О. М..
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Остапенко Едуард Валерійович. Реконструкція котла ТПП-312 для підвищення ефективності його роботи. / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «бакалавр» за спеціальністю (144) «Теплоенергетика» . – ДВНЗ ДонНТУ, Покровськ, 2021.

Дипломна робота складається зі вступу, основної частини, яка включає три розділи, висновків, списку використаних джерел та додатків.

У ПЕРШОМУ РОЗДІЛІ НАВЕДЕНО ТЕОРЕТИЧНИЙ ОГЛЯД КОТЛА ТПП-312 ТА ЗАХОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ.

У другому розділі наведено описання котла ТПП-312, проведено розрахунок обсягів повітря і продуктів згорання, та ентальпії для продуктів згорання.

У третьому розділі наведено описання дослідження шляхів підвищення ефективності для котла тпп-312.

В додатках описано заходи з охорони праці..

Ключові слова: КОТЕЛ, ККД , ТЕМПЕРАТУРА, ПАЛИВО, ПАРОПЕРЕГРІВАЧ.

Список публікацій здобувача

1.

SUMMARY

Ostapenko Eduard Valeriyovich. Reconstruction of the CCI-312 boiler to increase its efficiency. / Graduation qualification work for the degree of "bachelor" in the specialty (144) "Heat power engineering". - DVNZ DonNTU, Pokrovsk, 2021.

Thesis consists of an introduction, the main part, which includes three sections, conclusions, a list of sources and appendices.

The first section provides a theoretical overview of the boiler CCI-312 and measures to improve efficiency

The second section describes the boiler CCI-312, calculates the volume of air and combustion products, and the enthalpy for combustion products.

The third section describes the study of ways to increase efficiency for the boiler TPP-312

The appendices describe labor protection measures.

Key words: BOILER, EFFICIENCY, TEMPERATURE, FUEL, STEAMERATOR.

LIST OF PUBLISHER PUBLICATIONS

- 1.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ТЕОРЕТИЧНИЙ ОГЛЯД КОТЛА ТПП-312 ТА ЗАХОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ.....	9
1.1. Описання конструктивних елементів котла в літературі	9
1.2. Висновки по розділу 1	21
2. ОПИСАННЯ КОТЛА ТПП-312.....	22
2.1. Основна характеристика котла ТПП-312	22
2.2. Вихідні дані палива для котла ТПП-312	23
2.3. Розрахунок обсягів повітря і продуктів згоряння.....	24
2.4. Визначення значення для газів ентальпії	26
2.4. Висновок по розділу 2	33
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДЛЯ КОТЛА ТПП-312.....	36
3.1. Визначення параметрів роботи котла при шаровому спалюванні палива.....	36
3.2. Коректування режиму роботи котла при зміні навантаження	41
3.3 Реконструкція пароперегрівача котла ТПП-312	48
3.4 Тепловий баланс котла ТПП-312.....	54
3.4. Висновок по розділу 3	57
<i>ВИСНОВОК</i>	59
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	62
ДОДАТОК А. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	64
ДОДАТОК Б. ПЕРЕЛІК ЗАУВАЖЕНЬ НОРМОКОНТРОЛЕРА ДО РОБОТИ.	66

ВСТУП

Реконструкція котла ТПП-312 для підвищення ефективності його роботи в даній ситуації з закриттям вугільних басейн Донбасу є дуже актуальною, бо станціям які залишилися на підконтрольній території приходится працювати на низько якісному вугіллі, а це призводить до виходу з ладу дорогого обладнання.

На даний час в країні, деякі металургійні підприємства сповільнюють обсяги виробництва, та електроенергія нікому не потрібна, та є ще одна проблема це висока її вартість, якщо її виробляти на місцевих підприємствах в порівняння, якщо її купувати за кордоном. Тому деякі електростанції корегують та маневрують навантаження на блоки, та відповідно і котел.

Для збільшення навантаження енергоблоку порядку декількох десятків МВт за кілька десятків секунд необхідно одночасно зменшити тиск у котлі та збільшити масову витрату пального.

При горінні вугля для збільшення теплопередачі неминуче застосовується ступенева подача повітря та додаткове введення повітряної суміші впливає. А правильне розподілення повітря може сприяти оптимізації роботи котла.

Котлам потужністю 300МВт (ТПП-312) при зменшенні витрат води необхідно мати навантаження для енергоблоку до 180 МВт, а це відповідає витраті пара 157 кг / с, та тиску за котлом 18 МПа, а при 160-165 МВт, коли витрата пари на турбіну дорівнює 137 кг / с,

Мета даної роботи визначити способи підвищення ефективності при реконструкції котла ТПП-312.

Завдання роботи визначити показники, які характеризують ефективність роботи котла.

Предмет дослідження - це котел ТПП-312.

Об'єктом дослідження це пароперегрівач.

Методи дослідження, порівняння, розрахунок, аналіз. Розробка рекомендації по реконструкції щоб краще підвищити ефективність котла

Особистий внесок виконавця випускної кваліфікаційної роботи бакалавра в цю роботу, це визначення параметрів вихідних газів, розрахунок теплового балансу, та показників пароперегрівача.

В роботі пропонується перевести котел ТПП-312 зі спалювання антрациту на вугілля донецького басейну, а саме газове вугілля, яке має нижчі енергетичні характеристики. Та проведення реконструкції котла, коли можна поділити потоки газів, яку уходять на два та один з них направляти заново в котел.

Випускна кваліфікаційна робота складається з основної частини, яка містить три розділи, висновків та розділу з охорони праці.

1. ТЕОРЕТИЧНИЙ ОГЛЯД КОТЛА ТПП-312 ТА ЗАХОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ

1.1. Описання конструктивних елементів котла в літературі

В роботі [1], описано що котли складаються з конструктивних елементів, включаючи піч, водяну стіну, пароперегрівач, економайзер та підігрівач повітря, систему подачі палива, систему водопідготовки та подачі води, систему контролю викидів тощо. В роботі розглядаються ці основні структурні та функціональні елементи та процеси, а також різні пароенергетичні системи, головним чином зосереджуючись на вугіллі як типовому паливі. Це головним чином тому, що інші репрезентативні види палива, тобто нафта та газ, відносно легко обробляються порівняно з котлами, що працюють на вугіллі, у топці котла та пов'язані з горінням події, наприклад, викиди оксиду азоту (NO_x), оксиду сірки (SO_x) та твердих частинок (ТЧ).

Вугільна система потребує набагато складніших елементів завдяки існуванню різноманітного вмісту та золи з точки зору ефективної та високої продуктивності котла та екологічних проблем. Виробництво теплової енергії тісно пов'язане з виробництвом ресурсів викопного палива.

Країни, багаті нафтою, природним газом та вугільними ресурсами, використовують їх як базові джерела енергії в поєднанні з іншими джерелами енергії, такими як атомна енергія та відновлювані джерела енергії, для задоволення попиту на їх електроенергію. З іншого боку, в країнах з обмеженими ресурсами викопного палива імпорт передбачається, але довгострокова стабільність електроенергії була встановлена належним поєднанням викопного палива, ядерної енергії та відновлюваних джерел

енергії з урахуванням економічної ефективності, стабільності постачання екологічність.

Викопне паливо, що використовується для котлів комунальних та промислових електростанцій, класифікується на газоподібне, рідке та тверде. Природний газ, скраплений природний газ, скраплений нафтовий газ, газ нафтопереробних заводів, побічний газ, такий як коксовий газ, доменний газ (ДПГ) - це газоподібне паливо.

Ключовими моментами конструкції котла на газовому паливі є досягнення нижчого випалу надлишкового повітря та зниження викидів NOx, придушення коливань горіння, запобігання зворотного вогню тощо. BFG є низькокалорійним газом, тому необхідна особлива увага при спалюванні. Нафта, залишки нафти, важка нафта тощо - це рідке паливо.

Основними моментами конструкції котла на рідкому паливі є досягнення більш дрібних крапель олії шляхом розпилення, менша кількість випалу надлишкового повітря, менша продукція NOx та нижчий незгорілий вуглець. Залишкова олія в процесі нафтопереробного заводу, як правило, має високу в'язкість і сильно містить сірку та деякі важкі металеві елементи, такі як ванадій, тому особлива увага при обробці палива, горінні, корозії та довготривалій роботі котла, яку легко погіршити через осадження золи.

Вугілля, кокс, деревина, комунальні та промислові відходи класифікуються на тверде паливо, і їхні характеристики горіння, включаючи поведінку золи, дуже різняться. Репрезентативним твердим паливом є вугілля, яке дозволяє добувати у всьому світі, тому різні види вугілля ефективно використовуються для виробництва електроенергії протягом тривалого часу при постійному технічному розвитку. Серед викопного палива вугілля перевершує економіку та стабільність поставок.

Сучасні технології спалювання наднизьких NOx, високоміцний матеріал для більш високої температури пари, гнучка робота, ширше застосування вугілля тощо були розроблені та застосовані до новітніх

вугільних котлів, які забезпечують стабільне електропостачання. З цих умов на вугільну електроенергію зараз припадає близько 40% світового виробництва електроенергії. У наш час теплова потужність, що працює на вугіллі, також важлива для покриття коливань, спричинених збільшенням відновлюваної енергії.

В роботі [2] надано математична модель для комплексного аналізу динаміки енергетичних котлів та проведено аналіз прямоточного пуску надкритичного парового котла з холодного стану. Отримані залежності температури від часу представлено на рис.1.1

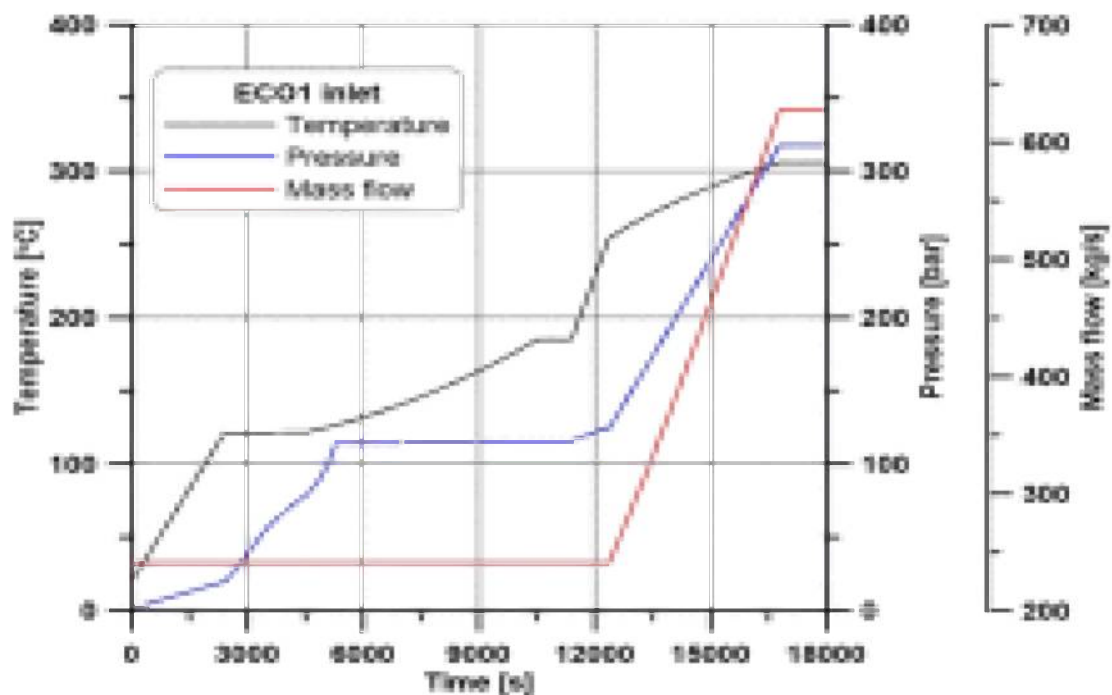


Рисунок 1.1 - Залежності зміни температури та тиску від часу

Також в цій роботі представлена нова готова до роботи математична модель сверхкритичного енергетичного котла, яка дозволяє всебічно аналізувати динаміку котла. Модель дозволяє генерувати модифіковані криві ковзання для енергоблоку, який в даний час будується на одній з польських електростанцій. Модифіковані криві ковзання ілюструють перехідні процеси пара на вході в турбіну, які змінюються в залежності від навантаження

енергоблоку. Розроблена модель дозволяє аналізувати роботу котла при запуску з холодного, теплого і гарячого станів. Крім того, модель дозволяє моделювати роботу котла при збільшенні потужності енергоблоку на 7,5% і 5% за заданий період.

Для виконання вимоги збільшення навантаження енергоблоку на 5% за встановлений період необхідно збільшити масову витрату свіжої пари на виході з котла. Для цього тиск свіжої пари на вході в турбіну знижується, а масова витрата палива збільшується одночасно. Це призводить до збільшення масової витрати свіжої пари на виході з котла. Сумарне збільшення масової витрати свіжої пари можна визначити за допомогою розробленої моделі. Після зупинки процесу зниження тиску необхідний рівень масової витрати пара на виході з котла повинен досягатися тільки за рахунок спалювання більшої кількості палива. Єдиний спосіб отримати відповідні значення цільового зниження тиску при заданому навантаженні в діапазоні навантажень енергоблоку від 40% до 80% - це розробити математичну модель всього котла і провести моделювання.

У статті [3] представлені вибрані результати моделювання швидкого збільшення теплового навантаження котла надкритичної потужності. Моделювання стосувалося можливості отримання необхідного збільшення масової витрати пари під напругою на виході з котла за встановлений період. Ця умова повинна бути виконана, щоб досягти необхідного збільшення навантаження енергоблоку порядку декількох десятків МВт за кілька десятків секунд. Для цього необхідно одночасно зменшити тиск у котлі та збільшити масову витрату пального, що працює отримані залежності представлено на рис.1.2 та рис.1.3. Зниження тиску здійснюється шляхом відкриття з постійною швидкістю регулюючих клапанів, встановлених на трубопроводі на вході в турбіну,

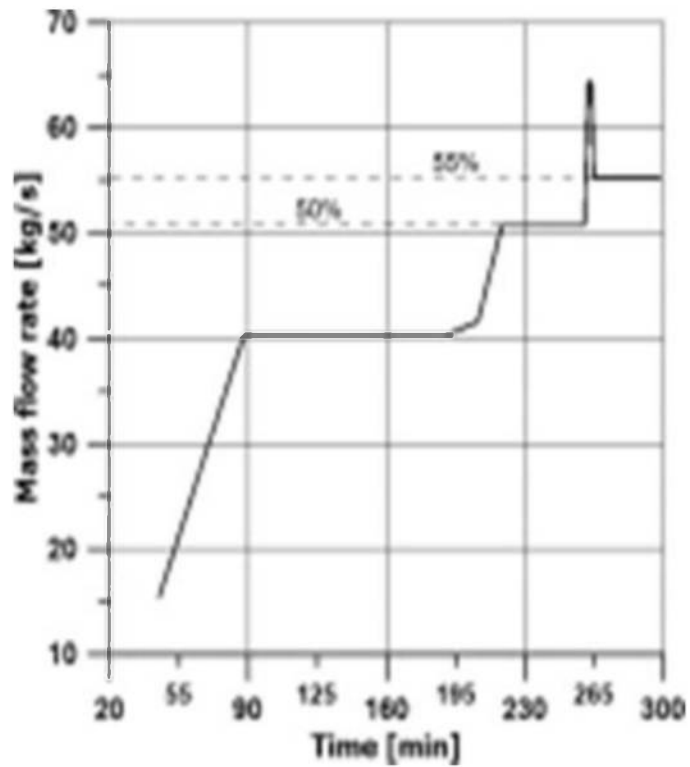


Рисунок 1.2 - Залежності зміни масової долі палива від часу

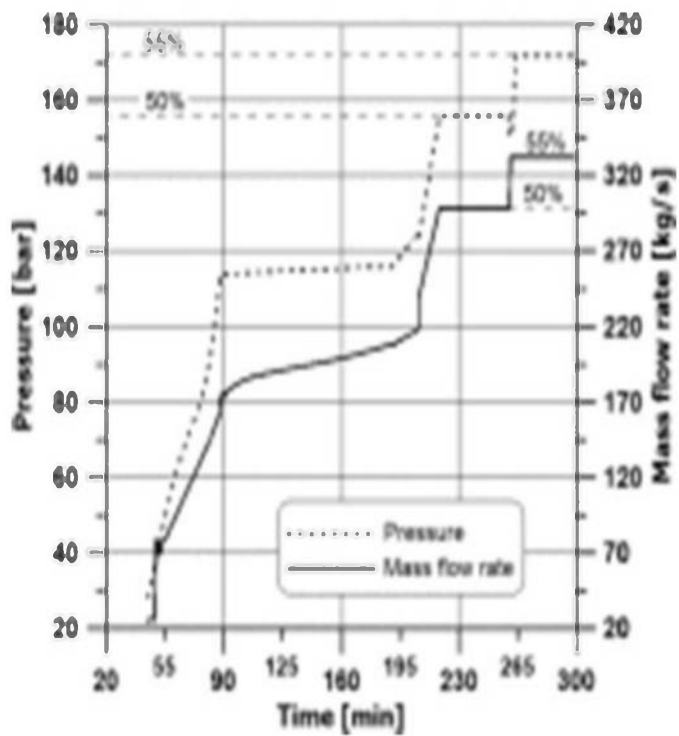


Рисунок 1.3 - Залежності зміни тиску від часу

Якщо припустити, що швидкість відома, невідомими параметрами є значення цільового зниження тиску та час тривалості процесу зниження

тиску. Значення змінюються залежно від початкового навантаження енергоблоку. Після припинення процесу зниження тиску необхідне збільшення навантаження енергоблоку (збільшення масової витрати пари під напругою) слід підтримувати, лише випалюючи більше палива. Необхідні значення цільового зниження тиску в межах певного діапазону навантаження енергоблоку можуть бути визначені лише шляхом розробки точної математичної моделі всього котла та проведення імітаційних розрахунків. Отримані результати мають принципове практичне значення, оскільки вони використовуються виробником котла для формування змінених ковзних кривих енергоблоку. Результати, представлені в роботі, стосуються надкритичного енергоблоку, який зараз будується на одній з польських електростанцій. Розроблена внутрішня математична модель для котла енергоблоку. Модель охоплює всі нагрівальні поверхні котла і дозволяє моделювати роботу котла в умовах швидких змін навантажень.

В роботі [4] наведено теплові граничні умови мембранної водяної стінки включають місцевий випромінюючий тепловий потік на стороні вогню, температуру рідини всередині трубки та коефіцієнт конвективної тепловіддачі, представлено на рис.1.4.

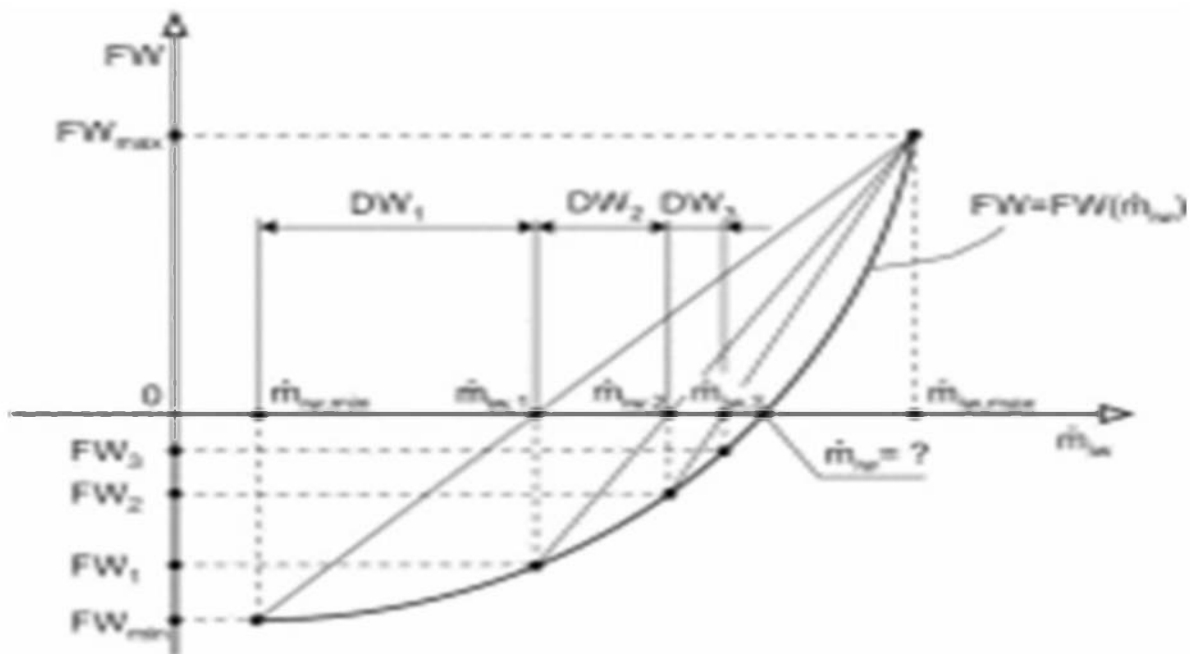


Рисунок 1.4 – Зміна теплового потоку від маси

Отримання вищезазначених граничних теплових умов має важливий вплив на безпечну експлуатацію сучасних котлів електростанцій. Коли вищезазначені теплові граничні умови мають різні за часом характеристики, система теплопередачі виявляє очевидну нелінійність. Зважаючи на той факт, що їх важко виміряти безпосередньо і точно, пропонується багатомодельна адаптивна зворотна схема, заснована на передачі граничних умов (ВСТ-ММАІ), на рис.1.5.

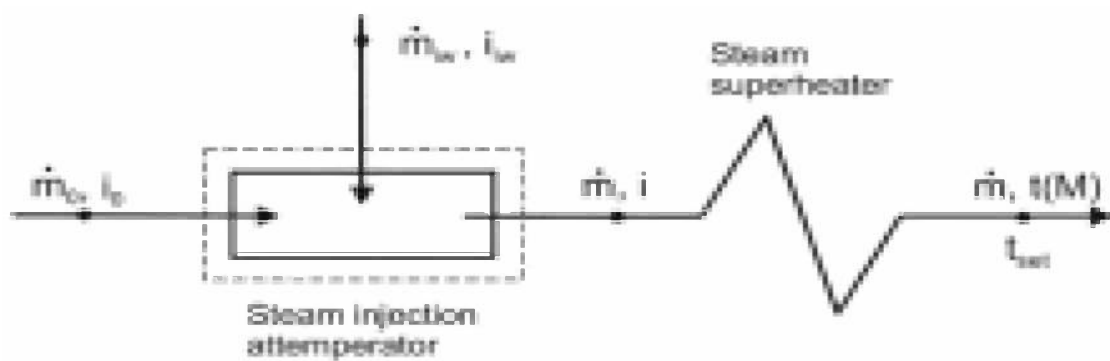


Рисунок 1.5 - Багатомодельна адаптивна зворотна схема

У цій схемі оцінка коефіцієнта конвективного тепловіддачі в трубці переноситься на оцінку адіабатичного граничного стану на тильній стороні водяної стінки, тобто локального радіаційного теплового потоку з боку вогню, температури рідини в трубці і одночасно оцінюється адіабатичний граничний стан на тильній стороні.

По-перше, відповідно до наведених дискретних точок конвективного коефіцієнта тепловіддачі (характеристична змінна), нелінійна система теплопередачі поділяється на кілька лінійних підпросторів, і встановлюється підмодель прогнозування температури, що відповідає кожному лінійному підпростору. По-друге, згідно з прогнозованими та виміряними температурами в точках вимірювання, оціночні результати трьох змінних отримуються шляхом оптимізації кочення. Далі, ваговий коефіцієнт кожної лінійної підмоделі будується на основі точності результатів інверсії адіабатичного граничного стану на тильній стороні кожної лінійної підмоделі.

Нарешті, зважуючи результати інверсії кожної підмоделі, безпосередньо отримують результати оцінки локального випромінювального теплового потоку на стороні вогню та температури рідини в трубці. Тим часом дискретні значення характерної величини всебічно зважуються, а результати ідентифікації змінного в часі коефіцієнта конвективного тепловіддачі побічно генеруються.

В роботі [5] енергетичній системі метаноло-оцтового комплексу (MVC) в Кікінді, поряд із технологічним котлом та допоміжним обладнанням, є три рівноцінні парові котли виробництва «Minel Kotlogradnja», призначені для спалювання природного газу, мазугу та технологічних газів. З метою збільшення потужності електростанції MVC Кікінда буде встановлено одну газову турбіну потужністю 14 МВт або 17 МВт. Що стосується відносно високої температури газу та великої кількості невикористаного кисню з повітря у відпрацьованих газах, то передбачено розділити відпрацьований газ на два рівні потоки та ввести їх у два існуючі парові котли, кожен з яких має виробництво 16,67 кг / с (60 т / год), представлено на рис.1.6.

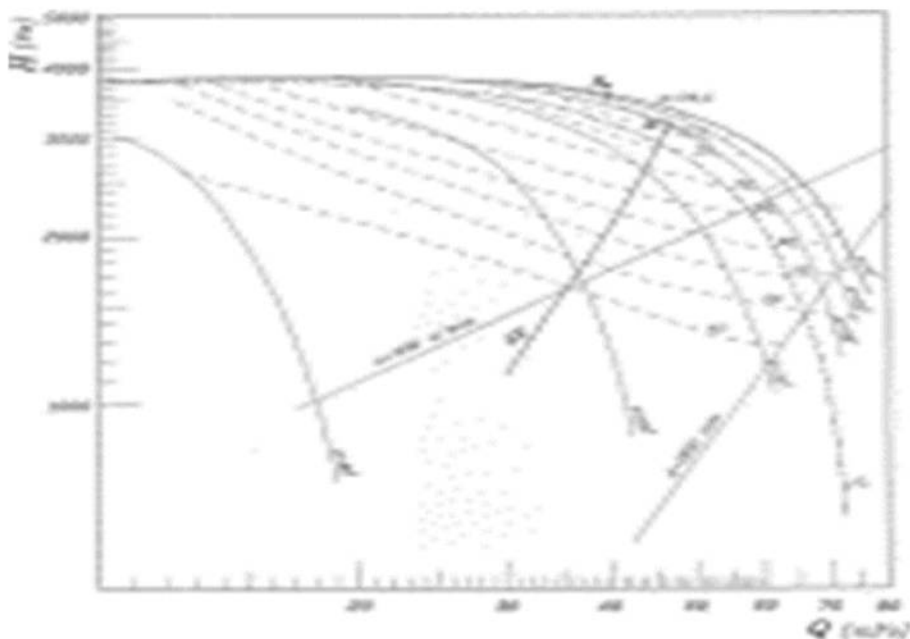


Рисунок 1.6 - Залежність H від Q

Для використання тепла відпрацьованих газів, а також кисню, що міститься всередині, необхідно замінити існуючі пальники та реконструювати теплообмінники у вертикальному конвективному проході парового котла. Крім того, необхідно перевірити, чи може існуючий вентилятор димових газів відповідати новому режиму роботи, під час якого половина вихлопних газів турбіни надходить у паровий котел.

В роботі [6] горіння бурого вугля організовано таким чином, що неминуче застосовується ступенева подача повітря та додаткове введення повітряної суміші впливає на процеси горіння та теплопередачі. А правильне розподілення повітря може сприяти оптимізації роботи котла.

У цій роботі представлені результати розширеного дослідження (рис.1.7) проведеного з метою дослідження впливу повітряного режиму на процеси, що відбуваються в топці котла.

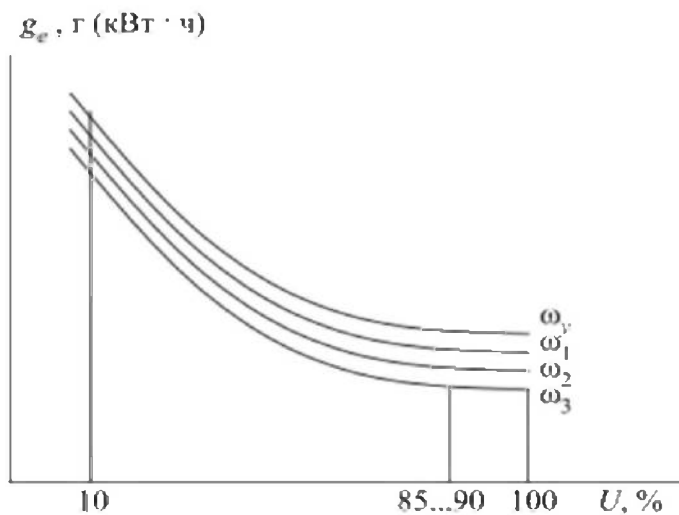


Рисунок 1.7 - Впливу повітряного режиму на процес при різних w

Ця тема була досліджена внаслідок необхідності отримання діючих інженерних методів для оцінки інтенсивності процесів горіння та теплообміну в субстехіометричних умовах. Використовуваний метод розрахунку, представлений у попередніх публікаціях, був встановлений шляхом зв'язку диференціальної математичної моделі процесів у печі та звичайних

інтегральних процедур розрахунку всіх нагрівальних поверхонь у котлі. Такий перевірений метод розрахунку забезпечив алгоритм якісного аналізу роботи парового котла незалежно від застосовуваної схеми горіння. У цьому дослідженні, за допомогою такого підходу, була оцінена робота енергетичного котла в ТЕС Костолак, де протягом 2015 року реконструйована система згоряння були розглянуті. Крім того, проаналізовано сучасну схему розподілу повітря із застосованими первинними заходами (R). Порівняння таких отриманих результатів, перелічених у тій самій таблиці, забезпечує тенденцію змін, що відбулися завдяки застосуванню системи контролю повітря, яка потребує більш чіткого визначення. Результати досліджень показали, що затримка повітря на всій висоті печі уповільнює горіння з одночасною інтенсифікацією процесу теплопередачі. Хоча це явище призвело до зменшення концентрації NOx ($195/470$ мг / Нм³, сухий, 6% O₂), воно зменшило потужність розглянутого котла ($725,5$ / $774,0$ МВт) і збільшило ефективність котла ($86,49$ / $85,52\%$). Крім того, через те, що температури перегрітої ($517,0$ / $540,0$ ° C) та перегрітої ($524,0$ / $540,0$ ° C) пари не перевищують проектний рівень, безпека роботи котла суттєво постраждала. Дослідження також виявляє, що коефіцієнт корисної дії котла в будь-якому розглянутому випадку із застосованою системою подачі повітря є вищим завдяки можливості роботи котла з меншим значенням відношення надлишкового повітря ($1,15$ / $1,22$). Крім того, результати демонструють, що розподіл кількості повітря, а також місце введення повітря можуть суттєво впливати на параметри перегрітої та перегрітої пари, а також на область регулювання цієї пари.

У статті [7] представлений аналіз причин аварії, що сталася в паровому котлі під час роботи, як результат несправності системи управління та подальшої неконтрольованої роботи парового котла протягом декількох годин. Після відключення котла в багатьох місцях трубопровідної системи котла були виявлені тріщини, і в одному місці трубопровід був повністю

зруйнований. Проведено аналіз хімічного складу та механічних властивостей матеріалу та кількісну оцінку залишкових напружень методом свердління отворів для оцінки можливих причин несправності системи трубопроводів парового котла. Вплив раптової зміни температури на несправність трубопровідної системи здійснювали методом скінченних елементів. На підставі отриманих результатів можна зробити висновок, що зміна температури в системі трубопроводів не може вважатися основною причиною відмови трубопровідної системи і що аварія сталася не лише через несправність декількох захисних механізмів системи. Виявлено, що найвищою причиною відмови є високий рівень залишкового напруження, кількісно визначений у місці порушення.

В роботі [8] описано які навантаження може витримувати енергоблок потужністю 300МВт де встановлено котел ТПП-312. На рис. 1.8 представлена для котла ТПП-312 номограма визначення малого перевантаження енергетичного блоку 300 МВт залежно від значення зменшення витрат води по нитці. Як видно з графіка, малим перевантаженням для енергоблоку слід вважати 180 МВт, а це відповідає витраті пара 157 кг / с, та тиску за котлом 18 МПа.

В режимах з відключеними ПВД мінімальним навантаженням слід вважати 160-165 МВт, коли витрата пари на турбіну дорівнює 137 кг / с, тиск середовища до НРЧ 17 МПа, за котлом 15,5 МПа. В загальному випадку мала перевантаження енергетичного блоку 300 МВт з котлами ТПП-312 і ТПП-312А в режимі ковзного тиску визначиться, відштовхуючись від умов збереження стійкості гідродинаміки котла по вхідній ентальпії середовища

$$h_{\text{вх}}^{\text{с}} = h'_{\text{вх}} - (\Delta h + \Delta h'_{\text{нас}} + 20),$$

або

$$h_{\text{вх}}^{\text{с}} = h'_{\text{нас}} - 200; \quad h'_{\text{нас}} - h_{\text{вх}}^{\text{с}} = 200.$$

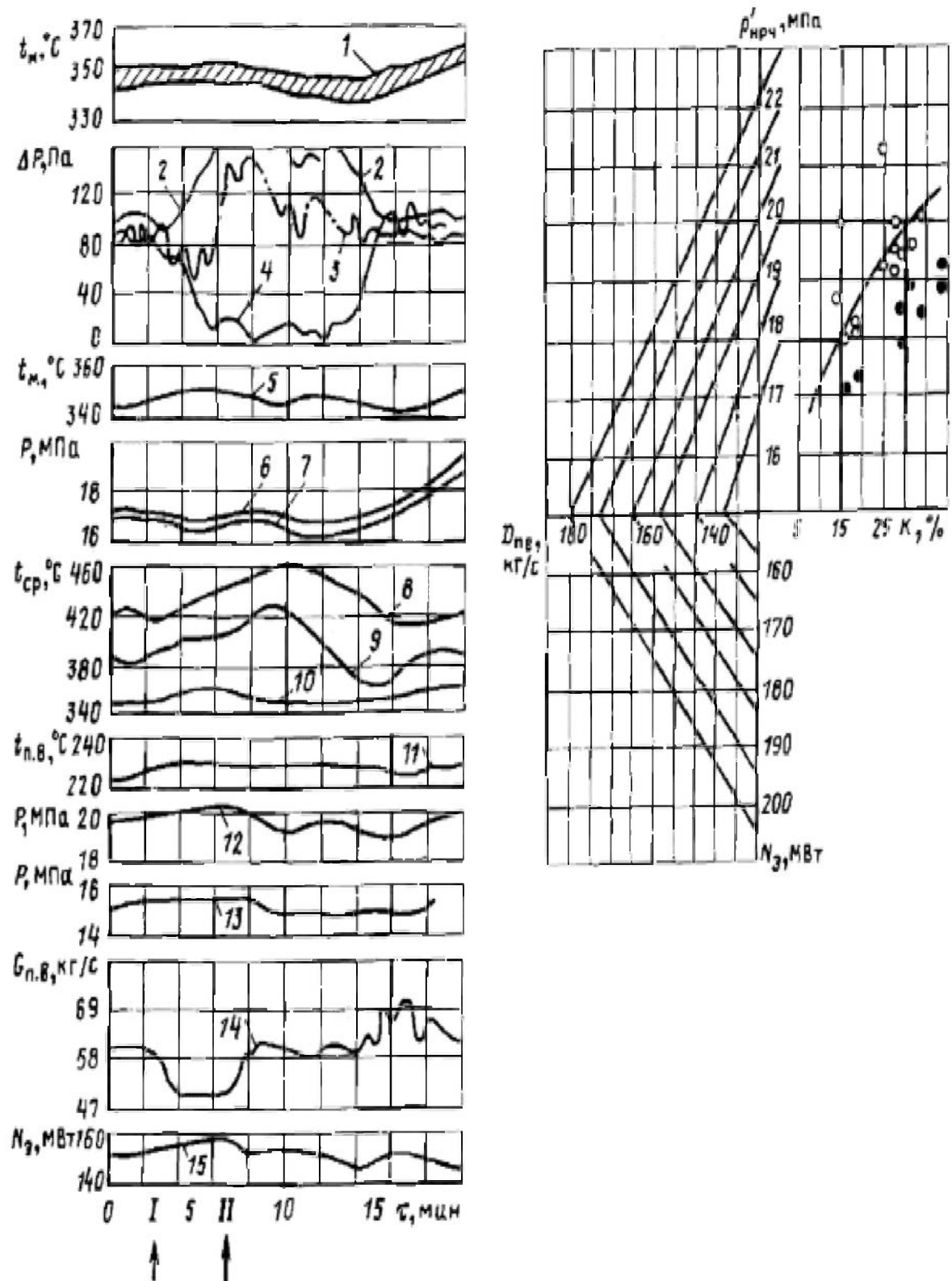


Рисунок 1.8 - Для котла ТПП-312 номограма визначення малого перевантаження енергетичного блоку 300 МВт

1.2. Висновки по розділу 1

В результаті проведеного літературного аналізу можна рекомендувати зробити:

Для збільшення навантаження енергоблоку на 5% за встановлений період необхідно збільшити масову витрату свіжої пари на виході з котла. Для цього тиск свіжої пари на вході в турбіну знижується, а масова витрата палива збільшується одночасно.

Для збільшення навантаження енергоблоку порядку декількох десятків МВт за кілька десятків секунд необхідно одночасно зменшити тиск у котлі та збільшити масову витрату пального.

При горінні вугля для збільшення теплопередачі неминуче застосовується ступенева подача повітря та додаткове введення повітряної суміші впливає. А правильне розподілення повітря може сприяти оптимізації роботи котла.

Котлам потужністю 300МВт (ТПП-312) при зменшенні витрат води необхідно мати навантаження для енергоблоку до 180 МВт, а це відповідає витраті пара 157 кг / с, та тиску за котлом 18 МПа, а при 160-165 МВт, коли витрата пари на турбіну дорівнює 137 кг / с,

В роботі пропонується перевести котел ТПП-312 зі спалювання антрациту на вугілля донецького басейну, а саме газове вугілля, яке має нижчі енергетичні характеристики. Та проведення реконструкції котла, коли можна поділити потоки газів, яку уходять на два та один з них направляти заново в котел.

2. ОПИСАННЯ КОТЛА ТПП-312

2.1. Основна характеристика котла ТПП-312

Основна схема котла ТПП-312 наведено на рис.2.1.

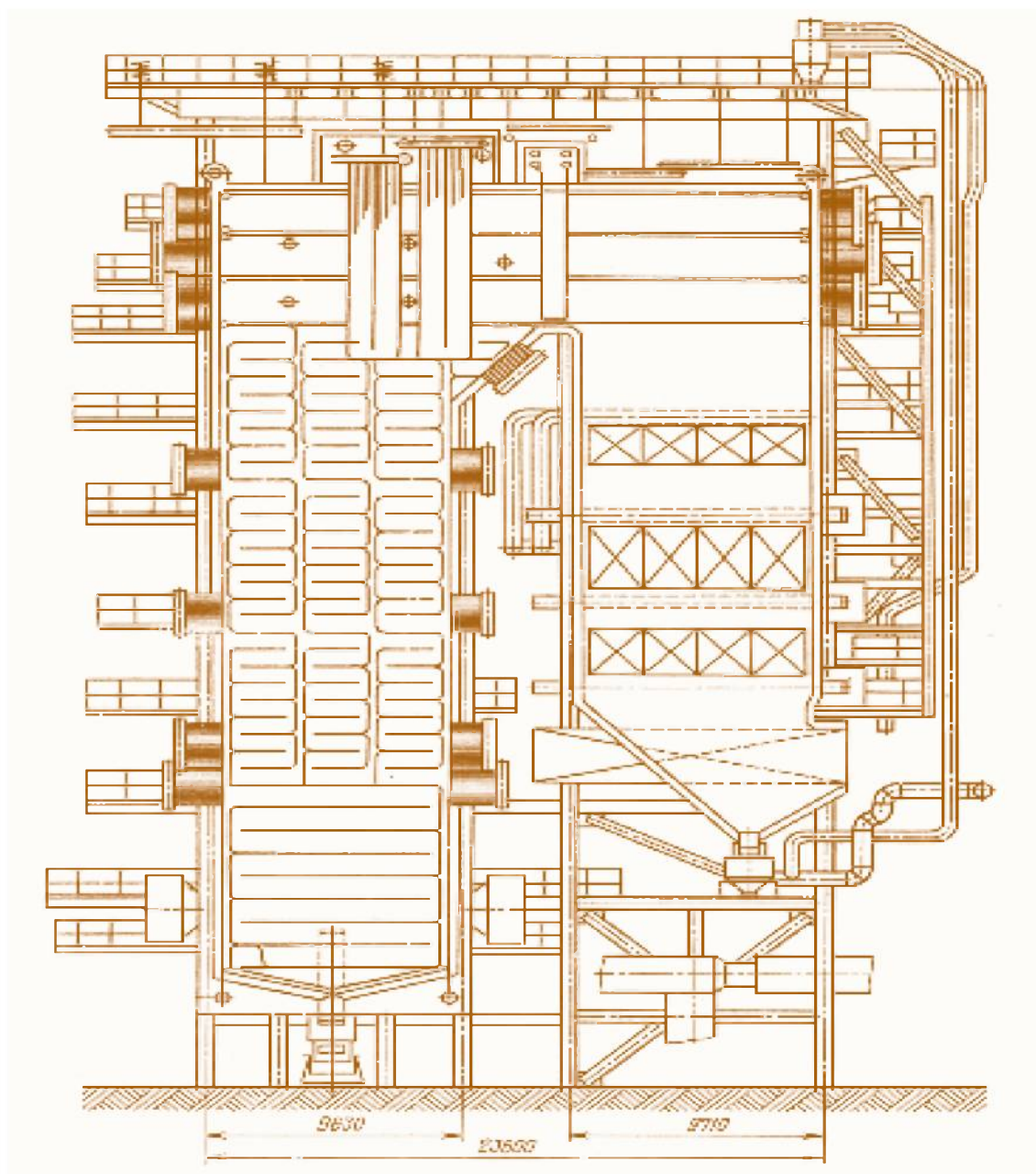


Рисунок 2.1 – Умовна схема котла ТПП-312А

Технічні характеристики котла ТПП-312А:

Типорозмір котла по ГОСТ - Пп-1000-25-545КЖ

Температура підігріву повітря - 381° С

Температура відхідних газів - 165° С

Температура живильної води - 260° С

ККД - 89,5%

Вид палива - кам'яне вугілля (донецький)

Ширина, м - 39,3

Глибина, м - 23,6

Висота, м - 51,0

Компановка котла - П-образна з ширмовим пароперегрівчем у верхній частині топки.

2.2. Вихідні дані палива для котла ТПП-312

Паливо на яке планується перевести котел ТПП-12, це коксове вугілля з шахт Покровського району Донецької області, вони мають наступний склад

W^p	=	13	%;
A^p	=	18	%;
S^p	=	1	%;
C^p	=	3	%;
H^p	=	4	%;
N^p	=	1	%;
O^p	=	60	%;
$Q_{п}^p$	=	31,0	МДж

2.3. Розрахунок обсягів повітря і продуктів згорання

Для процесу згорання необхідно повітря, яке необхідно подавати в топку, його кількість можна розрахувати по виразу:

$$V^0 = 0,0889 * (C^p + 0,375S^p_{op+k}) + 0,265H^p - 0,0333O^p, \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$V^0 = 0,0889 * (60,0 + 0,375 * 1) + 0,265 * 4 - 0,0333 * 60 = 4,429338$$

Проведемо розрахунок, для визначення обсягів продуктів згорання та занесемо отримані данні в табл.2.1.

Об'єм азоту, визначимо по наступним рівнянням:

$$V_{N_2} = 0,79V^0 + 0,008N^p$$

Підставимо

$$V_{N_2} = 0,79 * 4,43 + 0,008 * 1,0 = 3,507$$

Визначимо об'єм для газів трьохатомних, які в продуктах згорання

$$V_{RO_2} = 1,886 \cdot \frac{C^p + 0,375S}{100}$$

Підставимо

$$V_{RO_2} = 1,886 \cdot \frac{60 + 0,375 \cdot 1}{100} = 1,138$$

Для інших елементів котла проведемо розрахунок та отримані данні занесемо до табл.2.1.

Таблиця 2.1 – Розраховані параметри для елементів котла

розрахунок	Елемент котла					
обсяги, та коефіцієнти надлишку	Розм.	Топка і фєстон	Перегрів ач пари	Конвективний пучок	Повітря підігрівач	Економізер
α	-	1,03	1,05	1,07	1,09	1,11
V_{RO2}	м ³ / кг	1,138	1,138	1,138	1,138	1,138
$V_{R2}=V_{N2}^0 + (1-a)V^0$	м ³ / кг	0,96586	0,96586	0,96586	0,9658	0,96586
$V_{H2O}=V_{H2O}^0 + 0.0161 * (1-a)V^0$	м ³ / кг	0,66986	0,668435	0,667009	0,6655	0,66415
$V_{\Gamma}=V_{RO2}+V_{R2}+V_{H2O}$	м ³ / кг	2,77372	2,77229	2,770869	2,7694	2,76801
$i_{RO2}=V_{RO2}/V_{\Gamma}$	-	0,41027	0,41049	0,410702	0,4109	0,41112
		9			13	5
$i_{H2O}=V_{H2O}/V_{\Gamma}$	-	0,24150	0,241112	0,240722	0,2403	0,23993
		3			31	9
$i_{\Gamma}=i_{RO2}+i_{H2O}$	-	0,65178	0,651603	0,651423	0,6512	0,65106
					44	4
$G_{\Gamma}=1 \cdot 0,01A^p + 1,306 \alpha_{cp} V^p$	кг / кг	10,8328	11,26111	11,68804	12,200	13,0552
		5			09	8
$\mu_{\text{зн}}=A^p * \alpha_{\text{зн}} / 100 * G_{\Gamma}$	кг / кг	1,31887	1,37199	1,42345	1,4865	1,59111

Визначимо об'єм для водяних парів, які в продуктах згорання

$$V_{H2O} = 0,11H^p + 0,0124W^p + 0,0161V^0$$

Підставимо

$$V_{H_2O} = 0,11 * 4 + 0,0124 * 13 + 0,0161 * 4,4293 = 0,672$$

З таблиці 2.1 знаходимо необхідні об'єми та розрахуємо необхідну кількість газоподібного повітря по рівнянню,

$$\begin{aligned} V_r^0 &= V_{H_2O}^0 + V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 = \\ &= 0,672 + 1,138 + 3,507 = 5,317 \text{ м}^3/\text{м}^3 \end{aligned}$$

Після виходу з топкової камери котла об'єм для продуктів згорання знаходимо по наступному рівнянню

$$\begin{aligned} V_r &= V_r^0 + 0,0161 (\alpha_r - 1) V^0 = \\ &= 5,317 + 0,0161 * (1,03 - 1) * 4,4293 = 5,319 \end{aligned}$$

2.4. Визначення значення для газів ентальпії

Проведемо визначення за допомогою розрахунків ентальпії при зміні температури від 100 °С до 2000 °С з кроком 75 °С та зведемо до табл.2.2. та представимо на рис. 2.2.

Проведемо визначення для топки ентальпії по наступним формулам та представимо до табл.2.3 при зміні температури від 100 °С до 2000 °С з кроком 75 °С :

$$H_r = H_r^0 + (\alpha - 1)H_B^0 \quad (2.1)$$

де α – коефіцієнт, що характеризує надлишок повітря

Таблиця 2.2 – Ентальпія (кДж/кг) продуктів згоряння для котла ТПП

T, C	I_{e}^0	$I_{\text{RO}_2}^0$	I_{N_2}	$I_{\text{H}_2\text{O}}$	I_{e}^0
100	1433,084	194,7854	1118,812	371,8796	1685,488
195	2887,895	411,4781	2237,635	748,6891	3397,803
280	4375,266	644,2981	3373,663	1140,266	5158,238
365	5884,351	889,8	4535,519	1541,703	6967,022
450	7426,009	1147,984	5714,579	1955,448	8818,01
535	9011,095	1408,469	6919,456	2381,512	10709,45
620	10628,74	1683,947	8141,548	2824,814	12650,31
705	12268,12	1966,328	9406,673	3287,824	14660,82
790	13907,48	2248,719	10697,62	3753,283	16699,62
875	15590,27	2538,013	11997,16	4248,31	18783,48
960	17316,49	2831,931	13296,71	4743,326	20871,97
1150	19042,71	3131,606	14587,66	5248,202	22967,45
1350	22538,58	3734,413	17290,03	6299,807	27324,25
1550	26088,74	4341,833	19992,41	7390,819	31725,06
1750	29628,03	4959,622	22737,81	8516,318	36213,75
1950	33265,04	5582,024	25509,04	9668,903	40759,95

Також визначимо значення для різниці ентальпії для топки по виразу ,

$$\Delta H_{\text{r}} = H_{\text{r2}} - H_{\text{r1}} \quad (2.2)$$

За формулами 2.1 та 2.2 проведемо аналогічний розрахунок значення ентальпії для пароперегрівача котла ТПП-312 при $\alpha=1,05$ при зміні температури від 100 °C до 2000 °C з кроком 75 °C та отримані данні занесемо до табл.2.3. та табл. 2.4.

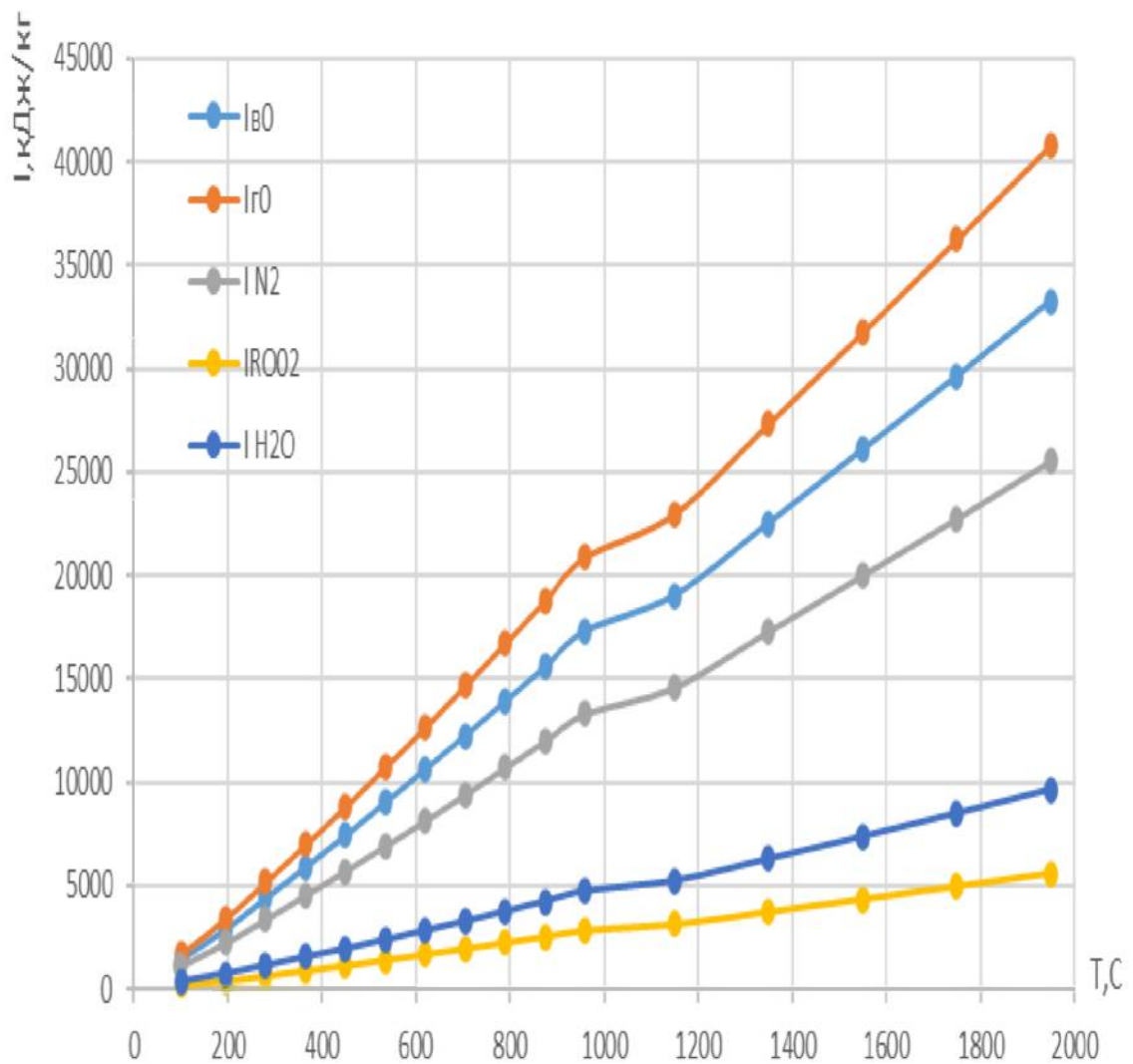


Рисунок 2.2– Залежність для котла ТПП-312 значення ентальпії від температури для продуктів згоряння

Таблиця 2.3 –Значення ентальпії для топки та фєстону котла ТПП-312 при $\alpha=1,03$

T, °C	H _г	ΔH _г
1	2	3
100	1728,481	1755,959
195	3484,44	1805,057
280	5289,496	1854,056
365	7143,552	1897,238

Продовження табл.2.3

450	9040,79	1938,99
535	10979,78	1989,391
620	12969,17	2059,697
705	15028,87	2087,974
790	17116,84	2134,349
875	19251,19	2140,276
960	21391,47	2147,268
1150	23538,74	4461,669
1350	28000,4	4507,316
1550	32507,72	4594,868
1750	37102,59	4655,316
1950	41757,9	

Таблиця 2.4 –Значення ентальпії для пароперегрівача котла ТПП-312
при $\alpha=1,05$

T, °C	H _r	ΔH_r
1	2	3
100	1757,143	1785,055
195	3542,197	1834,804
280	5377,001	1884,238
365	7261,239	1928,071
450	9189,311	1970,691
535	11160	2021,744
620	13181,75	2092,485
705	15274,23	2120,761
790	17394,99	2168,005
875	19563	2174,8

Продовження табл.2.4

960	21737,8	2181,793
1150	23919,59	4531,586
1350	28451,18	4578,319
1550	33029,49	4665,654
1750	37695,15	4728,056
1950	42423,2	

За формулами 2.1 та 2.2 проведемо аналогічний розрахунок значення ентальпії для конвективних поверхонь котла ТПП-312 при $\alpha=1,07$ при зміні температури від 100 °С до 2000 °С з кроком 75 °С та отримані данні занесемо до табл.2.5.

Таблиця 2.5 –Значення ентальпії для конвективних поверхонь котла ТПП-312 при $\alpha=1,07$

T, °С	H _г	ΔH _г
1	2	3
100	1785,804	1814,151
195	3599,955	1864,551
280	5464,507	1914,419
365	7378,926	1958,905
450	9337,831	2002,393
535	11340,22	2054,097
620	13394,32	2125,272
705	15519,59	2153,548
790	17673,14	2201,661
875	19874,8	2209,325
960	22084,13	2216,317

Продовження табл.2.5

1150	24300,44	4601,503
1350	28901,95	4649,322
1550	33551,27	4736,44
1750	38287,71	4800,796
1950	43088,51	

З табл.2.5 бачимо, що ентальпія з підвищенням температури зростає. Це визвано тим, що при згоранні палива, утворюються продукти згорання, які мають високу температуру.

За формулами 2.1 та 2.2 проведемо аналогічний розрахунок значення ентальпії для пароперегрівача котла ТПП-312 при $\alpha=1,09$ при зміні температури від 100 °C до 2000 °C з кроком 75 °C та отримані данні занесемо до табл.2.6.

Таблиця 2.6 –Значення ентальпії для пароперегрівача котла ТПП-312 при $\alpha=1,09$

T, °C	H _г	ΔH_g
1	2	3
100	1814,466	1843,247
195	3657,713	1894,299
280	5552,012	1944,601
365	7496,613	1989,738
450	9486,351	2034,095
535	11520,45	2086,45
620	13606,9	2158,06
705	15764,96	2186,335
790	17951,29	2235,316

Продовження табл.2.6

875	20186,61	2243,849
960	22430,46	2250,842
1150	24681,3	4671,421
1350	29352,72	4720,325
1550	34073,04	4807,226
1750	38880,27	4873,536
1950	43753,81	

З табл.2.6 бачимо, що ентальпія з підвищенням температури зростає. Це визвано тим, що при згоранні палива, утворюються продукти згорання, які мають високу температуру.

За формулами 2.1 та 2.2 проведемо аналогічний розрахунок значення ентальпії для економайзера котла ТПП-312 при $\alpha=1,11$ при зміні температури від 100 °C до 2000 °C з кроком 75 °C та отримані данні занесемо до табл.2.7.

З табл.2.7 бачимо, що ентальпія з підвищенням температури зростає. Це визвано тим, що при згоранні палива, утворюються продукти згорання, які мають високу температуру.

Таблиця 2.7 –Значення ентальпії для економайзера котла ТПП-312 при $\alpha=1,11$

T, °C	H_r	ΔH_r
1	2	3
100	1843,128	1872,343
195	3715,471	1924,046
280	5639,517	1974,783
365	7614,3	2020,571
450	9634,871	2065,797

Продовження табл.2.7

535	11700,67	2118,803
620	13819,47	2190,847
705	16010,32	2219,122
790	18229,44	2268,972
875	20498,41	2278,373
960	22776,79	2285,366
1150	25062,15	4741,338
1350	29803,49	4791,328
1550	34594,82	4878,012
1750	39472,83	4946,276
1950	44419,11	

По результатам табл. 2.4-2.7 та отриманим значенням ентальпії та їх різниць побудуємо температурну залежність для усіх поверхонь котла та представимо її на рис. 2.3 та рис.2.4.

2.4. Висновок по розділу 2

Провели визначення за допомогою розрахунків ентальпії при зміні температури від 100 °С до 2000 °С з кроком 75 °С для котла ТПП-312, а саме топки та фестону, пароперегрівача, економайзера, повітря підігрівача та конвективних поверхонь. Визначили, що ентальпія з підвищенням температури зростає. Це визвано тим, що при згоранні палива, утворюються продукти згорання, які мають високу температуру.

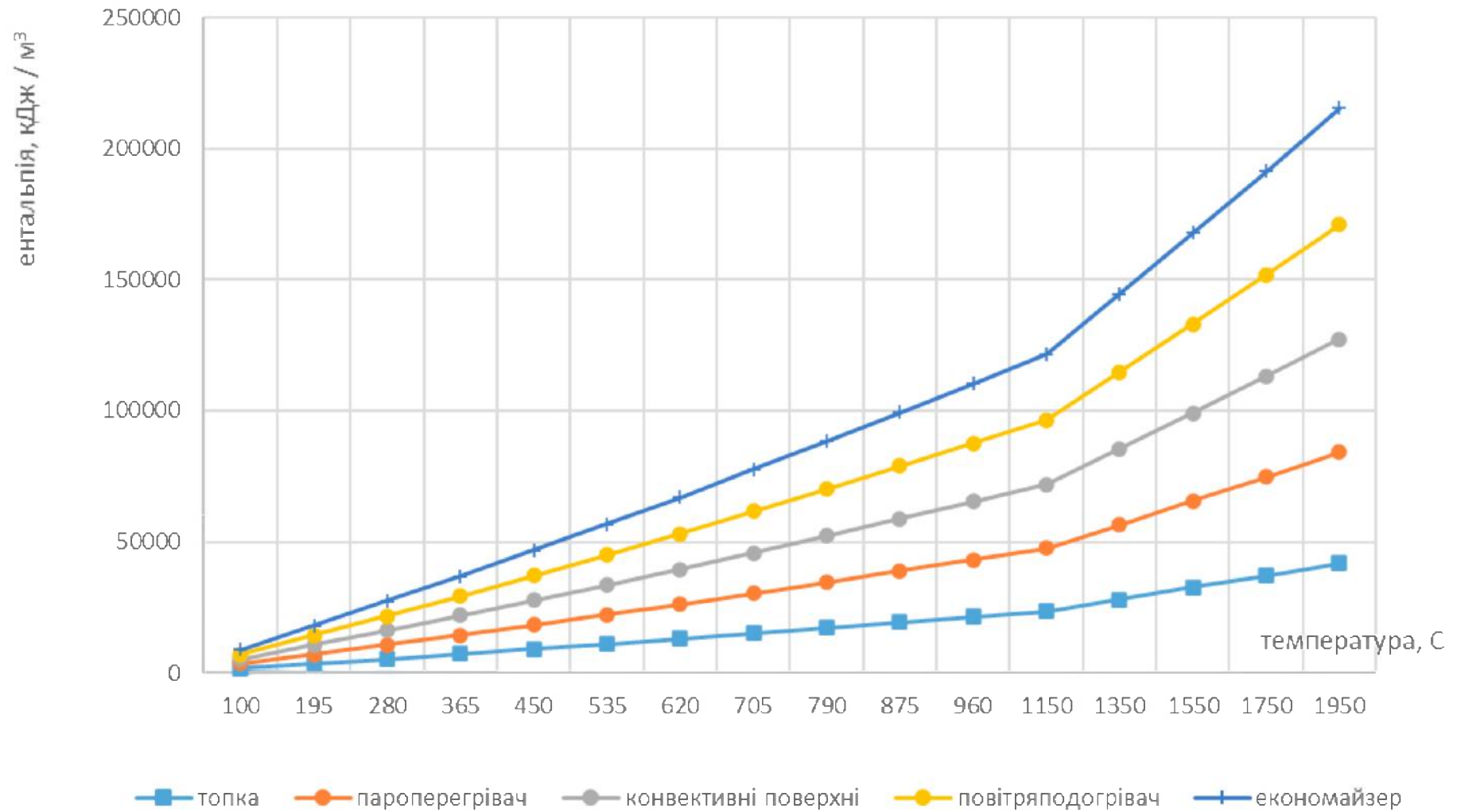


Рисунок 2.3 – Температурна залежність ентальпії для усіх поверхонь котла

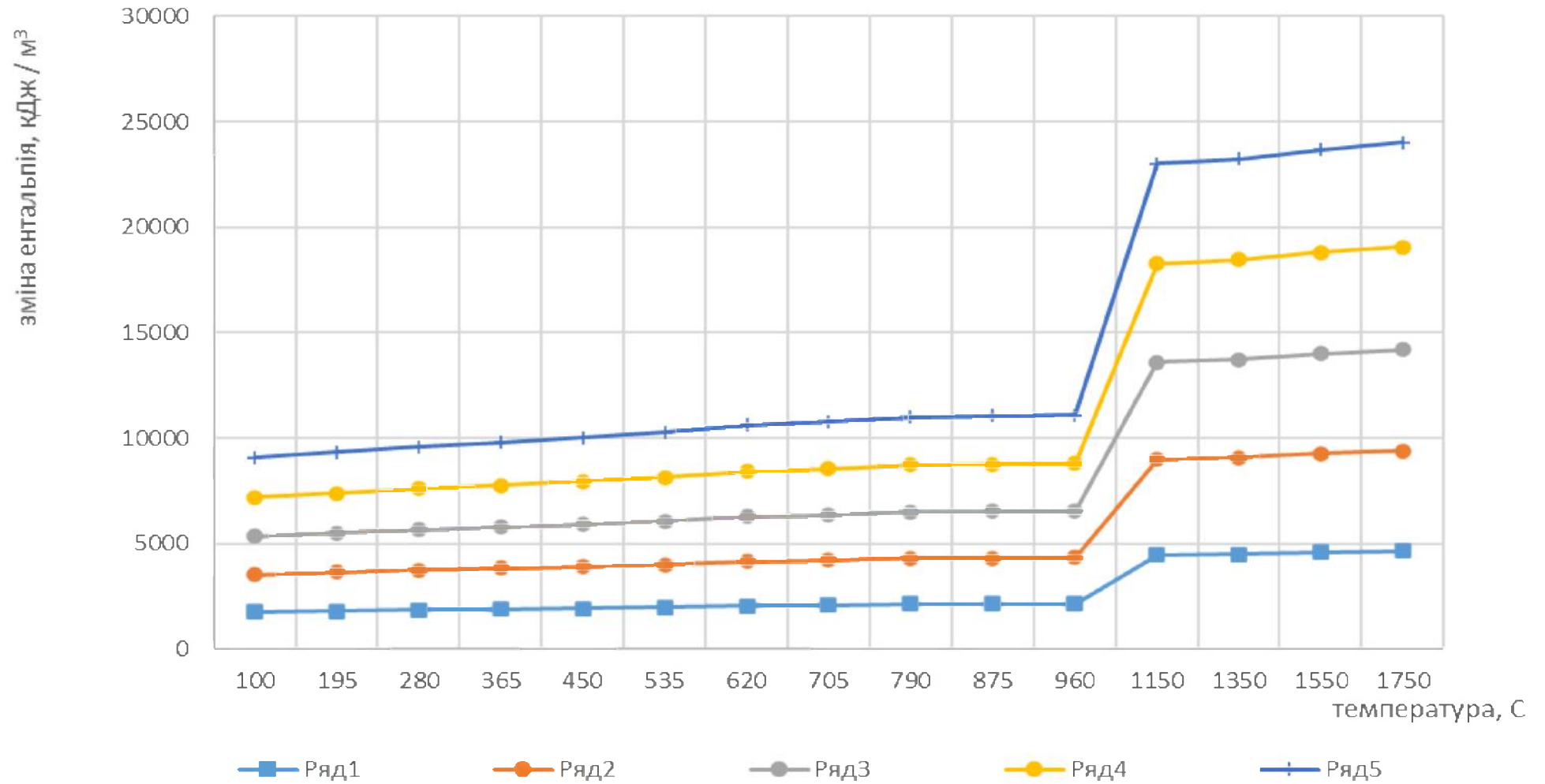


Рисунок 2.4 - Температурна залежність зміни ентальпії для усіх поверхонь котла

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДЛЯ КОТЛА ТПП-312

3.1. Визначення параметрів роботи котла при шаровому спалюванні палива

При використанні твердого палива, яке добуте на шахтах Покровського району при спалюванні в котлі ТПП-312 на електростанції, як написано в літературному огляді можна порекомендувати по шарове спалювання в топці цього палива з одночасним приготуванням пиловугільної суміші.

Котел встановлений на електростанції протягом року працює увесь рік, крім того часу на який заплановано поточного ремонт :

$$365 \cdot 24 - 960 = 7800 \text{ годин}$$

Теплота згорання палива з шахт Покровського району складає 31000 МДж.

Вміст надлишкового повітря при спалюванні палива $\alpha = 1,11$, який ми беремо при розрахунках для котла ТПП-312.

Вугілля складається з фракцій розміром 0-6 мм,

$$R_g := 50\%$$

Витрати для одного котла ТПП-312 вугілля складають:

$$B_p = 2.4 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Розрахуємо фактичну теплову потужність, яку можна отримати для одного котла

$$Q_T := B_p Q_g = 50.544 \text{ МВт}$$

Візьмемо опису технічних характеристик котла ТПП-312 довжину цепної решітки (L_1), яка дорівнює 4000мм, ширину цепної решітки (L_2), яка дорівнює 2700 мм, та визначимо площу дзеркала горіння:

$$F_r := L_1 L_2 = 10.8 \text{ м}^2$$

Для дзеркала горіння теплове напруження складе

$$q_2 := \frac{Q_T}{F_r} = 4.68 \frac{\text{МВт}}{\text{м}^2}$$

За рекомендаціями з літератури рекомендують димові гази поділити на два потоки, і другий потік заново пускати в топку змішуючи їх з повітрям, тому визначимо значення питомого вибросу NO_x при використанні пошарового спалювання вугілля:

$$K_{\text{NO}_2} := \left[0.35 \times 10^{-3} \alpha_T \left(1 + 5.64 \frac{1 - R_6}{1} \right) \right]^4 \sqrt{Q_g \frac{\text{кг}}{\text{МДж}} q_2 \frac{\text{м}^2}{\text{МВт}}} \frac{\text{г}}{\text{МДж}} = 5.898 \times 10^{-3} \frac{\text{г}}{\text{МДж}}$$

Визначимо кількість вибросу NO_x в атмосферу для першого потоку димових газів, але в атмосферу вже викидається окис азоту NO_2

$$M_{NO_x} := n_{B_p} Q_g K_{NO_2} \beta_p = 1.192 \times 10^0 \frac{r}{c}$$

Знайдемо кількість, яку вноситься димовими газами окису азоту та його діоксиду :

$$M_{NO_2} := 0.8 M_{NO_x} = 0.954 \frac{r}{c}$$

$$M_{NO} := 0.13 M_{NO_x} = 0.155 \frac{r}{c}$$

Визначимо сумарну кількість оксиду азоту NO_x , яка надходить в атмосферу з димовими газами

$$M_{NO_x_год} = 33.46 \text{ т}$$

Визначимо сумарну кількість діоксиду азоту NO_2 , яка надходить в атмосферу з димовими газами

$$M_{NO_2_год} = 26.768 \text{ т}$$

Визначимо сумарну кількість оксиду азоту NO_x , яка надходить в атмосферу з димовими газами

$$M_{NO_год} = 4.35 \text{ т}$$

Проведемо розрахунок для визначення кількості сірки, яка виноситься димовими газами з топки котла ТПП-312, при вмісті робочому складі сірки 1%, а доля оксидів сірки, яка пов'язана з частиною що вилітає складає $\eta_{SO_2} = 0.1$, а доля оксидів сірки, для мокрого золоуловлювача, яка пов'язана з частиною що вилітає складає $\eta''_{SO_2} = 0$.

Визначимо загальну для димових газів кількість оксиду сірки (SO_2), яка викидається в атмосферу

$$M_{\text{SO}_2} := 0.02 B_p S_p (1 - \eta_{\text{SO}_2}) (1 - \eta''_{\text{SO}_2}) = 21.6 \frac{\text{т}}{\text{с}}$$

Визначимо загальну для димових газів кількість оксиду сірки (SO_2), яка викидається в атмосферу за рік

$$M_{\text{SO}_2_год} = 606.126 \text{ т}$$

Визначимо загальну кількість бензапирена, яка викидається в атмосферу для вугільного палива з шахт Покровського району, коли коефіцієнт який характеризує паливо $A_y = 2,5$, коефіцієнт, для котла ТПП-312 який характеризує температуру екранних труб $R_t = 350^\circ \text{C}$.

Для котла ТПП-312, коли враховувати його навантаження приймають наступні коефіцієнти:

$$D_H := 1$$

$$D_\Phi := 0.8 D_H$$

$$K_d := \left(\frac{D_H}{D_\Phi} \right)^{1.2} = 1.307$$

Ступінь очищення газів в золоуловлювачів по золі для циклонів при шаровому спалюванні, %

$$\eta_{zy} := 90\%$$

Для котла ТПП-312 при температурі газів, що входять при $t_{yx} = 225^\circ\text{C}$ коли золоуловлювачів бензапірену лове викид, коефіцієнт для бензапірену

$$z := 0.8$$

Коефіцієнт, що враховує ступінь уловлювання бензапірену золоуловлювачів:

$$K_{zy} := 1 - \eta_{zy} z = 0.28$$

При спалюванні вугілля викид бензапірену складає :

$$C_{\text{БП}} := 10^{-3} \left(\frac{A_y Q_g \frac{\text{кг}}{\text{МДж}}}{2.5 \alpha_T} + \frac{R_t}{t_H} \right) K_d K_{zy} \frac{\text{мг}}{\text{м}^3} = 1.436 \times 10^{-3} \frac{\text{мг}}{\text{м}^3}$$

Визначимо загальну кількість для котла ТПП-312 долю викиду твердих частинок, при наявності твердого шлаковидалення

$$\alpha_{yH} := 0.95$$

Зольність палива на робочу масу $A_p = 18\%$, втрати тепла від механічної неповноти згоряння палива, складають 5 %, при теплоті згорання 31000 МДж/кг.

Сумарна кількість твердих частинок для летючої золи і незгорілого палива надходять в атмосферу з димовими газами:

$$M_{\text{ТВ}} := 0.01 B_p \left(\alpha_{yH} A_p + \frac{Q_g}{Q_C} q_4 \right) (1 - \eta_{zy}) = 43.846 \frac{\text{г}}{\text{с}}$$

Кількість летючого попелу, що входить в сумарну кількість твердих частинок при викиді в атмосферу

$$M_z := 0.01 B_p \alpha_{\text{ун}} A_p (1 - \eta_{\text{зy}}) = 35.34 \frac{\text{г}}{\text{с}}$$

Кількість летючого попелу, що входить в сумарну кількість твердих частинок при викиді в атмосферу за рік:

$$M_{\text{тв_год}} = 991.689 \text{ т}$$

Визначимо загальну кількість для котла ТПП-312 викид оксиду вуглецю при наявності твердого шлаковидалення. Кількість оксиду вуглецю, що утворюється на одиницю тепла

$$K_{\text{CO}} := 0.7 \frac{\text{г}}{\text{МДж}}$$

Сумарна кількість викидів оксиду вуглецю для котла ТПП-312:

$$M_{\text{CO}} := B_p Q_g K_{\text{CO}} \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) 10^{-3} = 0.033 \frac{\text{г}}{\text{с}}$$

3.2. Коректування режиму роботи котла при зміні навантаження

Котел ТПП-312 працює на твердому вугіллі з шахт Покровського району, та в залежності від необхідної потужності виробляє різну кількість пару.

Перед початком реконструкції слід всебічно вивчити значення максимального і мінімального перевантаження на котел, та отримати залежність теплових навантажень по наступним виразам протягом року, для того щоб можна було максимально ефективно провести реконструкцію :

$$Q_1 = Q_0 + C \cdot \cos\left(\frac{t}{4380} \cdot \pi\right) + D \cdot \cos\left(\frac{t}{2190} \cdot \pi\right)$$

де Q_0 – початкове значення теплового навантаження;

C, D - це постійні коефіцієнти.

Проведемо розрахунок для котла протягом року, для кожної неділі року, результати проведених розрахунків надаємо до в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків для котла ТПП-312 протягом року теплових навантажень при рекомендованій потужності та електричної потужності енергоблоку

N,МВт	300	160	180	180	160	300
t,неділя	Q,МВт	Q,МВт	Q,МВт	N,МВт	N,МВт	N,МВт
1	243	160	171	170	160	380
2	241,6814	158,6814	169,6814	167,4924	157,4924	377,4924
3	237,7831	154,7831	165,7831	165,7714	155,7714	375,7714
4	231,4745	148,4745	159,4745	159,6318	149,6318	369,6318
5	223,0276	140,0276	151,0276	149,789	139,789	359,789
6	212,8014	129,8014	140,8014	137,1876	127,1876	347,1876
7	201,2227	118,2227	129,2227	122,9416	112,9416	332,9416
8	188,7623	105,7623	116,7623	108,2626	98,26263	318,2626
9	175,9096	92,90964	103,9096	94,38323	84,38323	304,3832
10	163,1467	80,14669	91,14669	82,47807	72,47807	292,4781

Продовження табл.3.1

11	150,9228	67,92282	78,92282	67,98	57,98	277,98
12	139,6322	56,63216	67,63216	72,15	62,15	282,15
13	129,5947	46,59474	57,59474	81,05	71,05	291,05
14	121,0425	38,04252	49,04252	94,37	84,37	304,37
15	114,1111	31,11113	42,11113	111,48	101,48	321,48
16	108,8376	25,83763	36,83763	131,52	121,52	341,52
17	105,1645	22,16449	33,16449	153,42	143,42	363,42
18	102,9492	19,94924	30,94924	175,97	165,97	385,97
19	101,9793	18,97932	29,97932	197,92	187,92	407,92
20	101,9909	18,99091	29,99091	218,01	208,01	428,01
21	102,6906	19,6906	30,6906	235,11	225,11	445,11
22	103,7783	20,77833	31,77833	248,23	238,23	458,23
23	104,9703	21,97033	32,97033	256,62	246,62	466,62
24	106,0202	23,0202	34,0202	259,81	249,81	469,81
25	106,7371	23,73713	34,73713	257,63	247,63	467,63
26	106,9998	23,99979	34,99979	250,23	240,23	460,23
27	106,7652	23,76518	34,76518	238,07	228,07	448,07
28	106,0717	23,07167	34,07167	221,87	211,87	431,87
29	105,0363	22,0363	33,0363	202,59	192,59	412,59
30	103,8462	20,84624	31,84624	181,39	171,39	391,39
31	102,7452	19,74515	30,74515	159,49	149,49	369,49
32	102,0152	19,01524	30,01524	138,15	128,15	348,15
33	101,9562	18,95622	29,95622	118,58	108,58	328,58
34	102,8625	19,86251	30,86251	101,86	91,86	311,86
35	105,0002	22,00024	33,00024	88,87	78,87	298,87
36	108,5854	25,58543	36,58543	80,24	70,24	290,24
37	113,765	30,76499	41,76499	76,30	66,30	286,30

Продовження табл.3.1

38	77,08	67,08	287,08	77,08	67,08	287,08
39	82,30	72,30	292,30	82,30	72,30	292,30
40	91,39	81,39	301,39	91,39	81,39	301,39
41	103,52	93,52	313,52	103,52	93,52	313,52
42	117,64	107,64	327,64	117,64	107,64	327,64
43	132,59	122,59	342,59	132,59	122,59	342,59
44	147,13	137,13	357,13	147,13	137,13	357,13
45	160,06	150,06	370,06	160,06	150,06	370,06
46	170,24	160,24	380,24	170,24	160,24	380,24
47	176,73	166,73	386,73	176,73	166,73	386,73
48	178,79	168,79	388,79	178,79	168,79	388,79
49	175,96	165,96	385,96	175,96	165,96	385,96
50	170,32	160,32	380,32	170,32	160,32	380,32
51	167,49	157,49	377,49	167,49	157,49	377,49
52	165,77	155,77	375,77	165,77	155,77	375,77

Після проведення розрахунку визначимо побудуємо часову залежність при рекомендованому навантаженні на рис. 3.1.

За отриманими даними з рис.3.1 видно, що зміна річних навантажень по теплу змінюється від мінімального та максимального значення навантаження на протязі року, та складає :

$Q_{\max} =$	243	МВт
$Q_{\min} =$	102	МВт
$Q_{\text{ср}} =$	332,56	МВт
$Q_{\Gamma} =$	2913195,7	МВт*годину

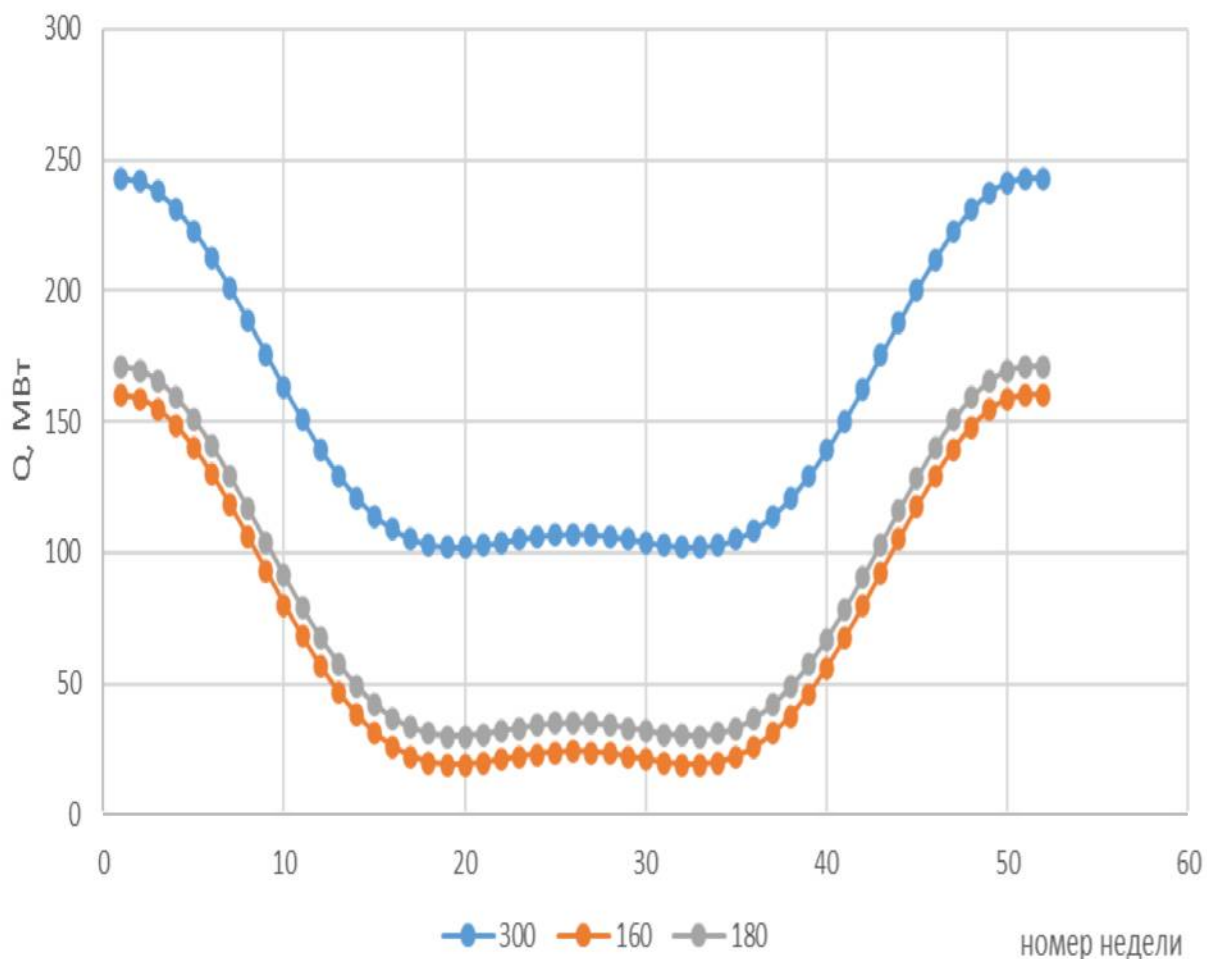


Рисунок 3.1 – Залежність теплового навантаження від часу.

З рис.3.1 можемо зробити висновок, що мінімальне значення навантаження на котел ТПП-312 приходить на період з 17 неділі по 36 неділю, коли цей котел не використовують для поточного опалення міста та забезпечення додатковою кількістю електроенергії підприємств та цивільних споруд в зимовий період, коли навантаження на електромережу зростає, це по результатам розрахунку за нижче наведеною формулою представлено в табл.3.1 та на рис. 3.2.

$$N_{(t)} = N_0 + A \cdot \cos\left(\frac{t}{2190} \cdot \pi\right) + B \cdot \sin\left(\frac{t}{8760} \cdot \pi\right)$$

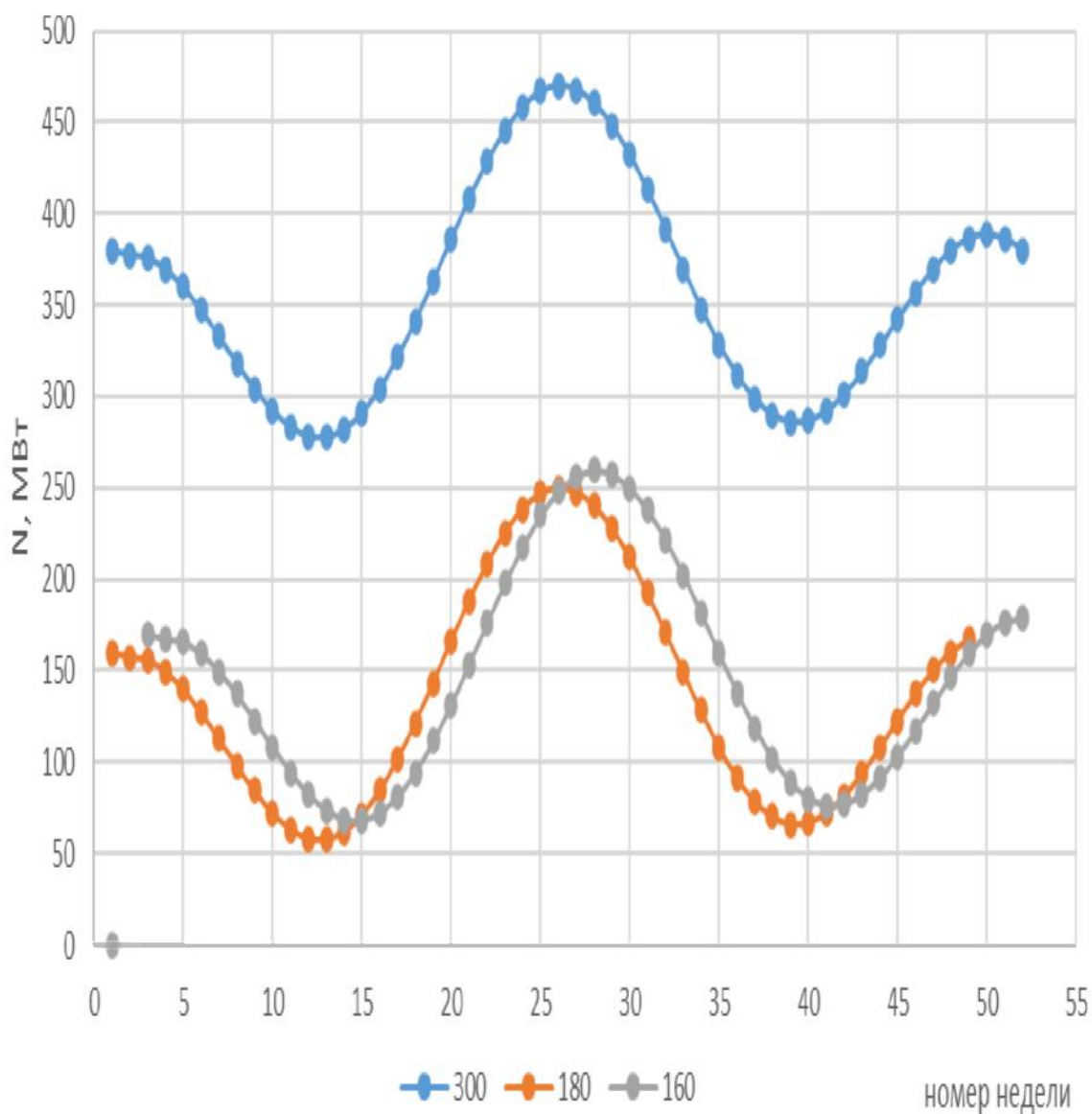


Рисунок 3.2 – Залежність потужності енергоблоку протягом року

Побудуємо для котла ТПП-312 графік енергоспоживання $\psi = f(t)$ для рекомендованих енергетичних навантажень та представимо на рис.3.3, з рис.3.3 будемо знаходити мінімальне та максимальне значення коефіцієнта енергоспоживання (ψ).

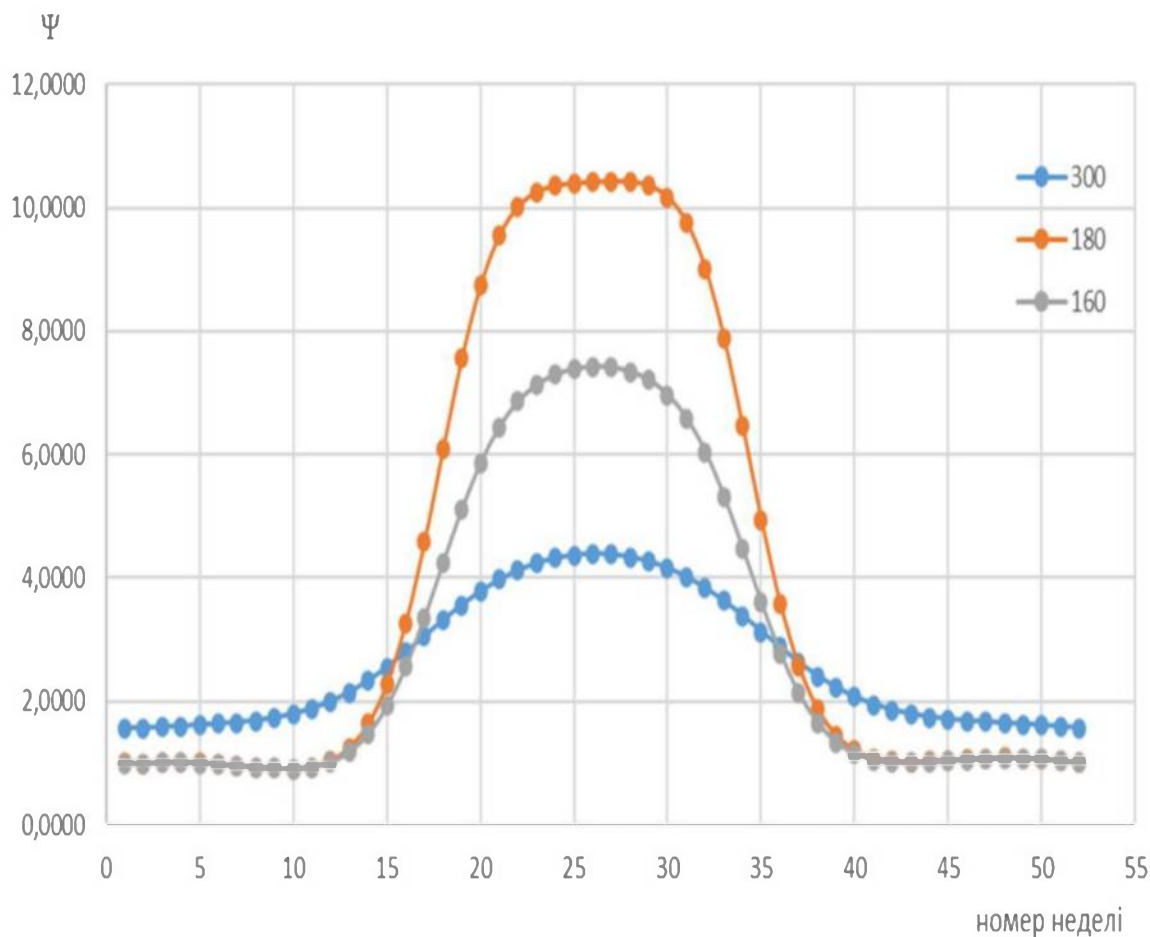


Рисунок 3.3 – Графічне представлення коефіцієнта для структури енергоспоживання

Оцінку даних по значенню коефіцієнта для структури енергоспоживання представимо, як функцію $\psi = f(t)$, та як бачимо літом коефіцієнт енергоспоживання літом зростає, тому можна рекомендувати провести для котла заміну пароперегрівача для потоку пара, який тече проти течії пару.

Пароперегрівач виконують з паралельно розташованих труб діаметром 28-42 мм, які з'єднують між собою колекторами.

3.3 Реконструкція пароперегрівача котла ТПП-312

Пароперегрівач котла ТПП-312 створений для перегріву насиченої пари, яка виходить з теплогенератору. Значення температури перегрітої пари не перевищують $250 \dots 400^\circ \text{C}$. Ескіз пароперегрівача, який будемо реконструювати, а саме збільшувати діаметр труб, по яким тече пар, представлено на рис.3.4. для першої ступені та рис.3.5 для другої ступені. Проведемо розрахунки та оберемо кращий пароперегрівач для фронтального або стельового типу, та порівняємо який краще.

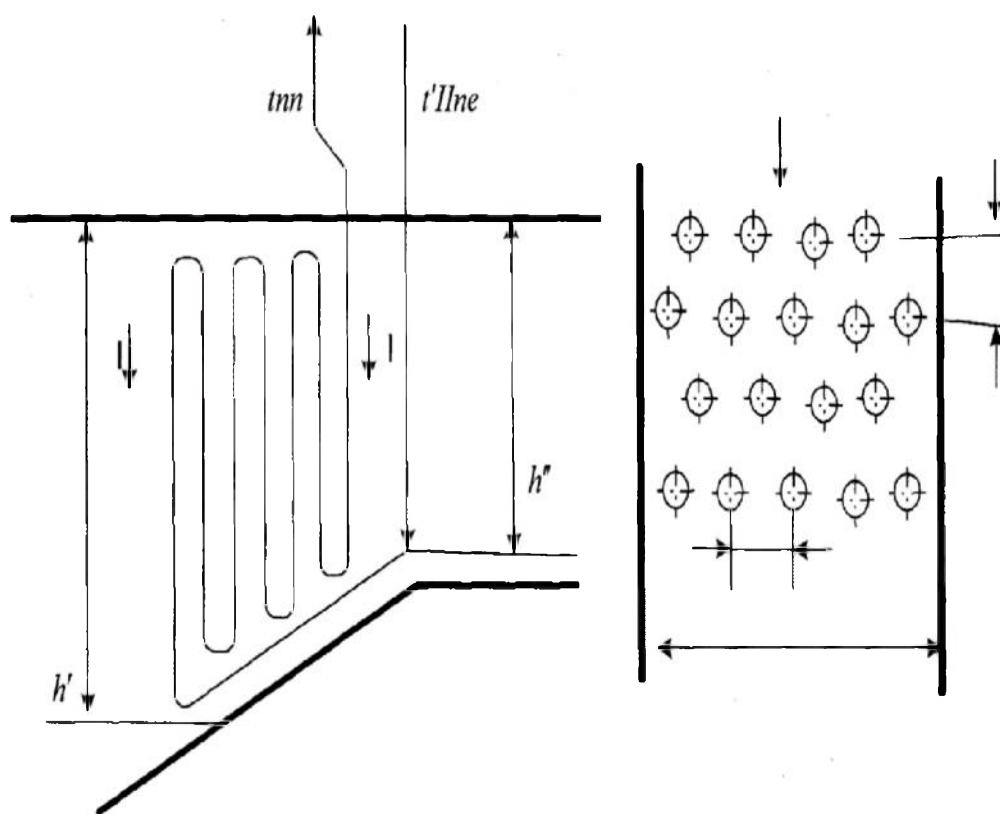


Рисунок 3.4 – Графічне представлення для пароперегрівача котла ТПП-312 другої ступені

Усі розрахунки будемо проводити на основі даних, які є в літературі та відомі паспортних характеристик, та на основі відомих рівнянь. Отримані данні в результаті розрахунку представимо до табл.3.2.

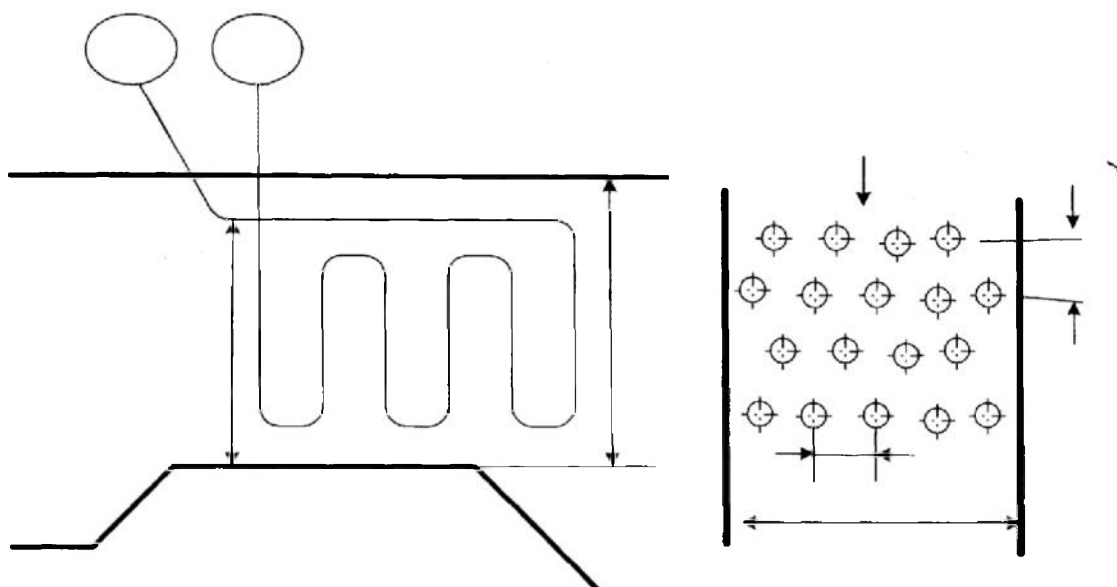


Рисунок 3.5 – Графічне представлення для пароперегрівача котла ТПП-312 першої ступені

Таблиця 3.2 – Порівняння для різних конструкцій пароперегрівача.

Позначення	Формула	Фронтний пароперегрівач	Стельовий пароперегрівач
Площа поверхні нагріву			
$H_n \text{ м}^2$	$\pi d l n$	3,14 *0,036*8,5*48 8=468,88	3,14 *0,036*22*488=1213, 60
Температура для газів на вході			
$t' \text{ } ^\circ\text{C}$		1025	1015
Ентальпії газів на вході			
$i' \text{ кДж/кг}$		10177	10988
Температура газів на виході			

t''	$^{\circ}\text{C}$		955,5	927
		Значення ентальпії газів на виході		
i''	кДж/кг		9980	9850
		Теплосприйняття для 1 ступені		
Q_6	кДж/кг	$\phi(I' - I'')$	$0,994 \cdot (10177 - 9980) = 159,81$	$0,994 \cdot (10988 - 9850) = 1132,17$
		Приріст ентальпії середовища в ступені		
Δi	кДж/кг	$Q_6 \cdot B_p / D$	$159 \cdot 50 / 150 = 53$	$1132 \cdot 50 / 150 = 377,3$
		Температура пари на виході з пароперегрівача		
t''	$^{\circ}\text{C}$	За паспортом	445	445
		Значення ентальпії пари на виході		
i''	кДж/кг	По температурі	3372,3	3372,3
		Значення ентальпії пари на вході		
i''	кДж/кг	$i'' - \Delta i$	$3372,3 - 30 = 3342,3$	$3372,3 - 30 = 3342,3$
		на вході температура пари з пароперегрівача		
t'	$^{\circ}\text{C}$		425	411
		Для газів середня температура		
t_{CP}	$^{\circ}\text{C}$	$0,5(t'_r + t''_r)$	$0,5 \cdot (955 + 425) = 690$	$0,5 \cdot (411 + 927) = 669$
		середня швидкість газів		

w_{Γ}	м/с	$\frac{B_p V_k (t_{c\delta} + 273)}{F_{-8} \cdot 273}$	$50 * 4,25 * 863$ $/273 * 60 =$ $12,49$	$50 * 4,25 * 863 /273 *$ $60 = 12,2$
		Коефіцієнт тепловіддачі		
κ	Вт/(м²К)	[10]	61	61,55

Як бачимо по результатам проведених розрахунків кращі показники має стельовий пароперегрівач, тому треба рекомендувати для підвищення ефективності встановити його.

Визначимо ефективну товщину шару, який випромінюється для пароперегрівача з різними діаметрами труб, по наступному рівнянню , та представимо її графічно на рис.3.6, а отриманні данні занесемо до табл. 3.3 :

$$S = 0,9d \left(\frac{4}{3,14} \frac{s_1 s_2}{d^2} - 1 \right)$$

Таблиця 3.3 - Ефективну товщину шару поверхні, який випромінює для пароперегрівача

D, мм	S, м
0,28	208,41042
0,3	223,29688
0,32	238,18334
0,34	253,0698
0,36	267,95625
0,38	282,84271
0,4	297,72917
0,42	312,61563

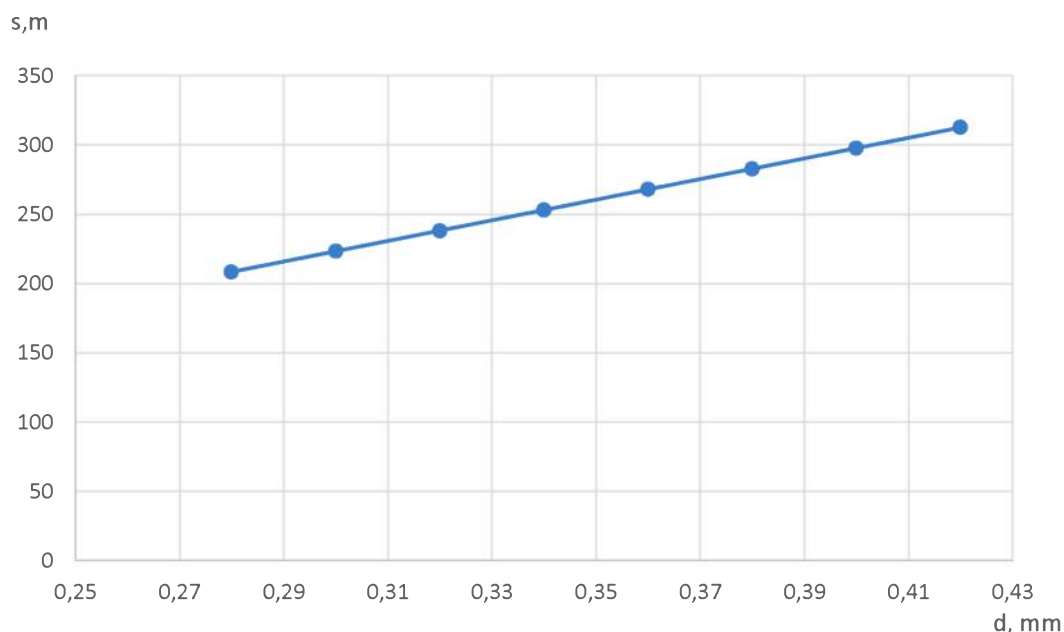


Рисунок 3.6 – Залежність ефективної товщини шару поверхні, яка випромінює для пароперегрівача

Як бачимо з рис.3.6 зі зростанням діаметру труб для пароперегрівача зростає і поверхня з якої відбувається теплове випромінювання а це в свою чергу призводить до підвищення температури вихідних газів, а відповідно до збільшення теплових втрат, тому рекомендовано ставити труби, найменшого діаметру, тобто 28мм.

Визначимо витрати пара в котлі при використанні різних діаметрів пароперегрівачів за наступним рівнянням та представити схематично на рис.3.7 та табл.3.4

$$m_s = 3600\pi \frac{v}{V} \left(\frac{d}{2}\right)^2$$

де d- внутрішній діаметр паропроводу, м

v – це швидкість пара м/ с;

V -це питома обсяг, м³ / кг.

Таблиця 3.3 - Витрати пара в котлі

D, мм	m _s , кг / ч.
0,28	7,81
0,3	14,3
0,32	23,8
0,34	30,13
0,36	36,46
0,38	42,79
0,4	49,12
0,42	55,45

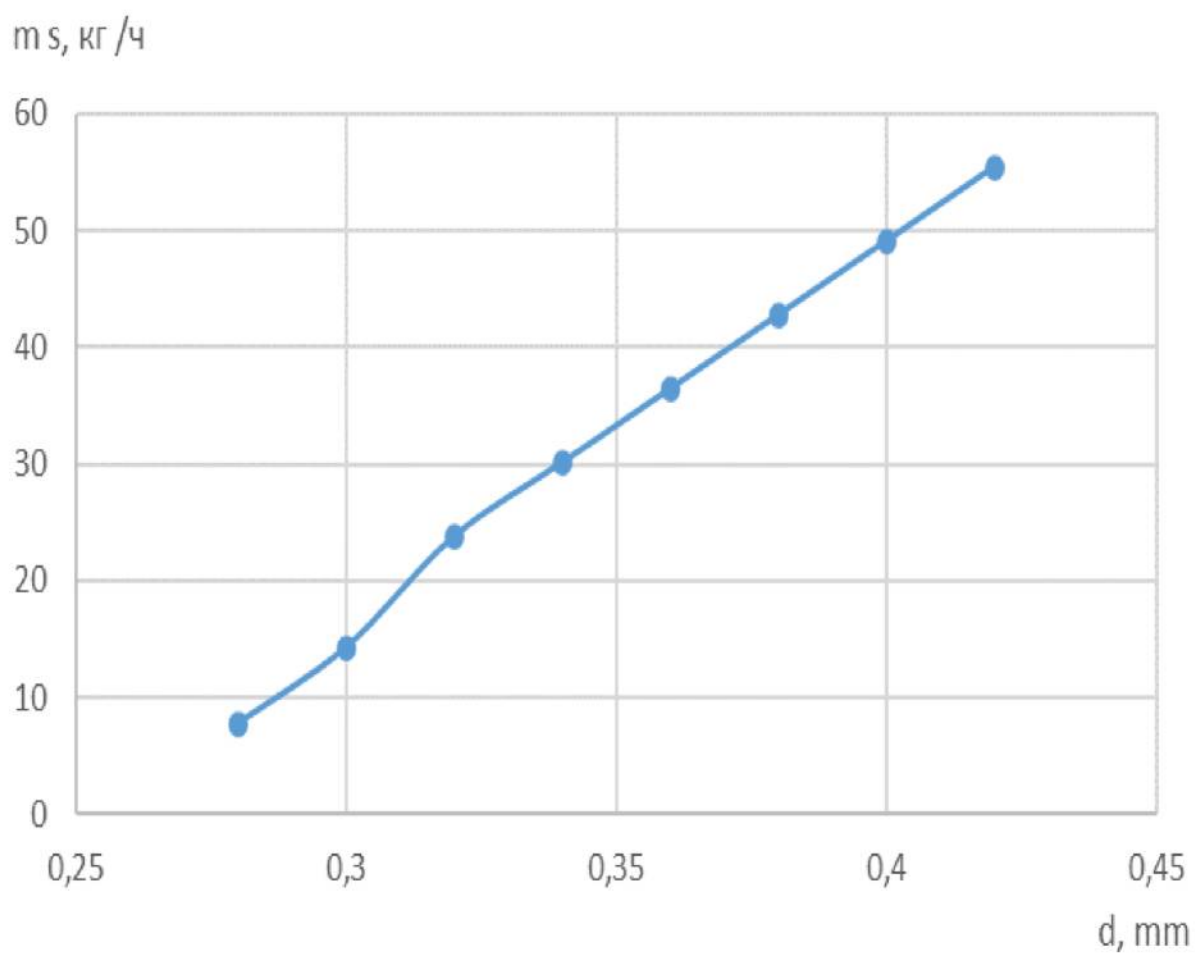


Рисунок 3.6 – Залежність витрати пара в котлі від діаметру труб

Як бачимо з ростом діаметра зростають і витрати пари в котлі, а це в свою чергу приводить до зростання витрат умовного палива, та зниженню коефіцієнта корисної дії котла в наших умовах роботи.

3.4 Тепловий баланс котла ТПП-312

Проведемо визначення теплового балансу для нашого модернізованого котла:

$$Q_p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6,$$

де Q_1 - корисно використане тепло ;

Q_2 - втрати з газами;

Q_3 - теплові втрати від хімічної неповноти згорання;

Q_4 - теплові втрати від механічної неповноти згорання

Q_5 - теплових втрат від зовнішнього охолодження,

Q_6 - втрата з теплом шлаку

Здійснимо проведення теплового балансу.

В процесі згорання дійсна теплота визначається як

$$Q_p = Q_n + Q_{\text{в.н}} = 31000 + 30 = 31030 \text{ кДж/м}^3$$

Після проведення теплового балансу, визначимо витрати палива, ефективність згорання та умов роботи котла, коефіцієнт корисної дії. Розрахунок теплового балансу зведено до табл.3.6.

Таблиця 3.6 – Тепловий баланс для котла ТПП-312

Параметр	Позначення		Формула	Величина
1	2		3	4
при згоранні втрати теплоти для палива від:				
від зовнішнього охолодження	q ₅	%		1,75
механічної неповноти	q ₄	%		0
хімічної неповноти	q ₃	%		0,65
з газами	q ₂	%	$\frac{(I_{yx} - \alpha'_{yx} I^0_{xg})(100 - q_4)}{Q^p_p}$	$\frac{(1188 - 1,0 \cdot 211) \cdot 100}{310305} = 5,01$
	Загальні теплові втрати			
	Σq	%	$q_5 + q_4 + q_3 + q_2$	1,75+ 0 + 0,65 +5,01 = 7,41
Коефіцієнти				
Для збереження теплоти	φ		$1 - \frac{q_5}{\eta_{ка} + q_5}$	$1 - \frac{1,75}{92,59 + 1,75} = 0,973$
корисної дії	η _{ка}	%	100 – Σq	100 – 7,41 = 92,59
Ентальпія :				
при тиску в котлі води	i _{кип}	кДж/ м ³		572,9
для живлення води	i _{пв}	кДж/ м ³		400,2
пари насиченої	i _{пш}	кДж/ м ³		2763,6
газів	I _{yx}	кДж/ м ³		1733,5
повітря, в котлі	I ⁰ _{х.в.}	кДж/ м ³	По І–Т діаграмі	231,8

Продовження табл. 3.6

1	2	3	4
теплота, що корисно використовується	$Q_{\text{пол}}$ кВт	$D(i_{\text{sat}} - i_{\text{ам}}) + 0,01D(i_{\text{ам}} - i_{\text{ам}})P$	6 * (2763,6 – 400,2) + 0,01 * 6 * (572 – 231) = 14022,86
Коефіцієнти витрата палива	B м ³ /с	$\frac{Q_{\text{ка}} \cdot 100}{Q_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ка}}}$	$\frac{14022 \cdot 100}{31030 \cdot 92,59}$ = 0,577
витрата палива для котла ТПП-312	B_p м ³ /с	$B \cdot 0,01 \cdot (100 - q_4)$	0,577 · 0,01 · (100 - 0) = 0,5770

Після виконання теплового розрахунку проведемо нев'язку теплового балансу. Отримані дані поставимо в табл.3.7.

Таблиця 3.7 – Нев'язка для котла ТПП-312 теплового балансу

Величина	позначення		Значення
теплота палива	$Q_{\text{р}}^{\text{р}}$	кДж/м ³	30130
Температура відхідних газів	$\nu_{\text{ух}}$	°С	260,59
Втрати теплоти з газами	q_2	%	5,0985
Коефіцієнт корисної дії	η	%	94,8115
Витрата палива на котел	B_p	м ³ /с	0,54178
Корисно використана теплота	$Q_{\text{пол}}$	кДж/м ³	16565,49
Температура газів на виході з топки	$\nu''_{\text{т}}$	°С	1100,246
Ентальпія газів на виході з топки	$I''_{\text{т}}$	кДж/м ³	20963,71
Тепло сприйняття топки	$Q_{\text{л}}$	кДж/м ³	16363,59
Теплове навантаження стін топки	$Q_{\text{л}}^{\text{л}}$	кДж/м ³	1089,244

Тепловий баланс є вірним при 5%, визначимо його

$$16565,49 - 16363,59 = 201,9$$

$$201,9 / 16565,49 = 1,21 \%$$

Нев'язка складає 1,21%

3.4. Висновок по розділу 3

1. Провели визначення параметрів роботи котла при шаровому спалюванні палива, а саме яку кількість тепла та частка газів викадається до атмосфери.

2. Котел ТПП-312 працює на твердому вугіллі з шахт Покровського району, та в залежності від необхідної потужності виробляє різну кількість пару. Перед початком реконструкції вивчили коли спостерігається значення максимального і мінімального перевантаження на котел, та отримали залежність теплових навантажень протягом року, для того щоб можна було максимально ефективно провести реконструкцію. Мінімальне значення навантаження на котел ТПП-312 приходить на період з 17 неділі по 36 неділю, коли цей котел не використовують для поточного опалення міста та забезпечення додатковою кількістю електроенергії підприємств та цивільних споруд в зимовий період, коли навантаження на електромережу зростає.

Оцінку даних по значенню коефіцієнта для структури енергоспоживання представимо, як функцію $\psi = f(t)$, та як бачимо літом коефіцієнт енергоспоживання літом зменшується, тому можна

рекомендувати провести для котла заміну пароперегрівача для потоку пара, який тече проти течії вихідних газів.

Пароперегрівач виконують з паралельно розташованих труб діаметром 28-42 мм, які з'єднують між собою колекторами.

3. Проведено розрахунки та визначено, що кращі показники має стельовий пароперегрівач, тому треба рекомендувати для підвищення ефективності встановити його.

4. Визначено ефективну товщину шару, який випромінюється для пароперегрівача з різними діаметрами труб, отримано що зі зростанням діаметру труб від 28 до 42 мм для пароперегрівача зростає і поверхня з якої відбувається теплове випромінювання, а це в свою чергу призводить до підвищення температури вихідних газів, а відповідно до збільшення теплових втрат, тому рекомендовано ставити труби, найменшого діаметру, тобто 28мм.

5. Визначили витрати пара в котлі при використанні різних діаметрів труб для пароперегрівачів, та отримали що з ростом діаметра зростають і витрати пари в котлі, а це в свою чергу приводе до зростання витрат умовного палива, та зниженню коефіцієнта корисної дії котла в наших умовах роботи.

6. Проведено розрахунок теплового балансу для реконструйованого котла, нев'язка балансу складає 1,21%, а коефіцієнт корисної дії 94,8 %

ВИСНОВОК

В випускній кваліфікаційній роботі на здобуття освітнього ступеня «бакалавр» за спеціальністю (144) «Теплоенергетика» на тему «Реконструкція котла ТПП-312 в для підвищення ефективності його роботи» проведено літературний аналіз та можна рекомендували зробити:

Для збільшення навантаження енергоблоку на 5% за встановлений період необхідно збільшити масову витрату свіжої пари на виході з котла. Для цього тиск свіжої пари на вході в турбіну знижується, а масова витрата палива збільшується одночасно.

Для збільшення навантаження енергоблоку порядку декількох десятків МВт за кілька десятків секунд необхідно одночасно зменшити тиск у котлі та збільшити масову витрату пального.

При горінні вугля для збільшення теплопередачі неминуче застосовується ступенева подача повітря та додаткове введення повітряної суміші впливає. А правильне розподілення повітря може сприяти оптимізації роботи котла.

Котлам потужністю 300МВт (ТПП-312) при зменшенні витрат води необхідно мати навантаження для енергоблоку до 180 МВт, а це відповідає витраті пара 157 кг / с, та тиску за котлом 18 МПа, а при 160-165 МВт, коли витрата пари на турбіну дорівнює 137 кг / с,

В роботі пропонується перевести котел ТПП-312 зі спалювання антрациту на вугілля донецького басейну, а саме газове вугілля, яке має нижчі енергетичні характеристики. Та проведення реконструкції котла, коли можна поділити потоки газів, яку уходять на два та один з них направляти заново в котел.

Провели визначення за допомогою розрахунків ентальпії при зміні температури від 100 °С до 2000 °С з кроком 75 °С для котла ТПП-312, а саме топки та фестону, пароперегрівача, економайзера, повітря підігрівача та конвективних поверхонь. Визначили, що ентальпія з підвищенням температури зростає. Це визвано тим, що при згоранні палива, утворюються продукти згорання, які мають високу температуру.

Провели визначення параметрів роботи котла при шаровому спалюванні палива, а саме яку кількість тепла та частка газів викидається до атмосфери.

Котел ТПП-312 працює на твердому вугіллі з шахт Покровського району, та в залежності від необхідної потужності виробляє різну кількість пару. Перед початком реконструкції вивчили коли спостерігається значення максимального і мінімального перевантаження на котел, та отримали залежність теплових навантажень протягом року, для того щоб можна було максимально ефективно провести реконструкцію. Мінімальне значення навантаження на котел ТПП-312 приходить на період з 17 неділі по 36 неділю, коли цей котел не використовують для поточного опалення міста та забезпечення додатковою кількістю електроенергії підприємств та цивільних споруд в зимовий період, коли навантаження на електромережу зростає.

Оцінку даних по значенню коефіцієнта для структури енергоспоживання представимо, як функцію $\psi = f(t)$, та як бачимо літом коефіцієнт енергоспоживання літом зменшується, тому можна рекомендувати провести для котла заміну пароперегрівача для потоку пара, який тече проти течіївихідних газів.

Пароперегрівач виконують з паралельно розташованих труб діаметром 28-42 мм, які з'єднують між собою колекторами.

Проведено розрахунки та визначено, що кращі показники має стельовий пароперегрівач, тому треба рекомендувати для підвищення ефективності встановити його.

Визначено ефективну товщину шару, який випромінюється для пароперегрівача з різними діаметрами труб, отримано що зі зростанням діаметру труб від 28 до 42 мм для пароперегрівача зростає і поверхня з якої відбувається теплове випромінювання, а це в свою чергу призводить до підвищення температури вихідних газів, а відповідно до збільшення теплових втрат, тому рекомендовано ставити труби, найменшого діаметру, тобто 28мм.

Визначили витрати пара в котлі при використанні різних діаметрів труб для пароперегрівачів, та отримали що з ростом діаметра зростають і витрати пари в котлі, а це в свою чергу приводить до зростання витрат умовного палива, та зниженню коефіцієнта корисної дії котла в наших умовах роботи.

Проведено розрахунок теплового балансу для реконструйованого котла, нев'язка балансу складає 1,21%, а коефіцієнт корисної дії 94,8 %

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Masashi H., Kenjiro Y., Kenichiro K., Wakako S., Kazuaki M., Senichi T., Power boiler design, In JSME Series in Thermal and Nuclear Power Generation, Advances in Power Boilers, Elsevier, 2021, p. 119-255, ISBN 9780128203606, <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-820360-6.00004-7>.
2. Jan T., Wiesław Z., Paweł O., Sławomir G., Dawid T., Artur C. Mathematical model of a supercritical power boiler for simulating rapid changes in boiler thermal loading, Energy, Volume 175, 2019, p. 580-592, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.03.085>.
3. Wiesław Z., Simulation of rapid increase in the steam mass flow rate at a supercritical power boiler outlet, Energy, Volume 173, 2019, p.995-1005, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.127>.
4. Cai Lv, Guangjun W., Hong C., Estimation of time-dependent thermal boundary conditions and online reconstruction of transient temperature field for boiler membrane water wall, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 147, 2020, 118955, ISSN 0017-9310, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118955>.
5. Dragan T., Goran S., Titoslav Z., Milan P.c, Srdjan B., Possibilities for reconstruction of existing steam boilers for the purpose of using exhaust gases from 14 MW or 17 MW gas turbine, Applied Thermal Engineering, V. 56, Issues 1–2, 2013, P.83-90, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.03.028>.
6. Stupar G, Dragan T., Titoslav Ž., Žarko S., Srđan B., Predicting effects of air staging application on existing coal-fired power steam boiler, Applied Thermal Engineering, V. 149, 2019, P. 665-677, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.070>.
7. Miroslav P., Pavol L., František T., Peter Č.,

Prediction of failures in steam boiler using quantification of residual stresses, Engineering Failure Analysis, V. 118, 2020, 104808, ISSN 1350-6307, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104808>.

8. <https://leg.co.ua/arhiv/generaciya/stacionarnye-peremennye-i-puskovye-rezhimy-energoblokov-tes-18.html>

9. Резніков М.І. Парові котли теплових електростанцій. / М.І. Резніков Ю.М. Липів. – М.: Енергоіздат, 1981. – 240 с.

10. Рівкін С.Л. Теплофізичні властивості води і водяної пари. / Рівкін С.Л., Александров А.А. – М.: Енергія, 1980. – 424 с.

ДОДАТОК А. ОХОРОНА ПРАЦІ

Безпеку експлуатації та надійність протягом тривалого часу роботи котла повинні забезпечувати умови Держстандарту та конструкція котла, його основні елементи, щоб в разі їх заміни виключити травмування персоналу. Необхідно підтримувати стабільне горіння і мати однаковий розмір факелу в зоні горіння, уникати скупчення та осідання капель конденсату від палива на своді котла та стінах. Монтаж та наладку котла повинні проводити спеціально – освідчений персонал з допуском на роботу, що уникнути появу дефектів при монтуванні устаткування.

Для безпечної експлуатації котлів необхідно мати :

1. пристрої, які показують рівень води;
2. манометри з класом точності 2,5;
3. калориметри та термометри;
4. Регулююча арматура;
5. Запірна арматура;
6. Запобіжні пристрої – клапани, гідро затвори.
7. Трубопроводи : для видалення конденсату, повітря, продуктів роботи котла при зупинці котла, для зливу води.

Внутрішній об'єм котла замкнутий , тому, повинен бути захищений пристроями, що автоматично контролюють підвищенню тиску з та контролем робочих середовищ.

При введенні води в котел і на виході з нього для виміру температури води встановлюються термометри

Арматура, що встановлена на котлах і трубопроводах, має маркировку:

1. умовного або робочого тиску і температур середовища;
2. напрямку потоку середовища та умовного проходу.

Після модернізації котел підлягає гідравлічним випробуванням з метою уникнення аварій під час його подальшої експлуатації, щоб перевірити щільність зварювальних швів, стикових з'єднань. Не можна застосовувати воду для гідравлічних випробувань з температурою нижче 278 К (5 °С) і вище 313 К (40 °С), тиск води в системі повинен бути не менше 0,2 МПа. Та тривати не більше 10 хвилин.

Гідравлічні дослідження пройшов котел якщо немає несуттєвостей, розривів, теч, сталих деформацій.

Цех де встановлено котел не повинен мати надстройок зверху та под повинен на 2 метри бути вище над котлом, в будівлі для обслуговуючого персоналу повинні бути службові приміщення у відповідності з санітарними нормами. Вихідні двері з приміщень котельні повинні відкриватися ззовні.

Захист від вібрації включає зменшення вібрації в джерелі виникнення, віброгасіння, віброізоляція і застосування засобів індивідуального захисту.

Для захисту від поразки електричним струмом передбачені захисне заземлення і занулення, відповідно до вимог ДСТУ 12.1.030-85. Електробезпека. Захисне заземлення, занулення». Установки обслуговуються спеціально навченим і атестованим персоналом.

Одним зі шкідливих факторів, що перевищують нормативне значення там де є котел це шум. У зв'язку з цим, однієї з головних задач по поліпшенню умов праці на робочих місцях є зниження рівня шуму. З метою зниження шкідливого впливу шуму необхідно обладнати пост керування.

ДОДАТОК Б. ПЕРЕЛІК ЗАУВАЖЕНЬ НОРМОКОНТРОЛЕРА ДО
РОБОТИ

Перелік зауважень нормо контролера до роботи

Позначення документа	Доку- мент	Умовне позначення	Зміст зауваження

Дата _____

підпис(ПІБ)_____