

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

КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ

Кваліфікаційна робота
перший бакалаврський
(рівень вищої освіти)

на тему Тепловий розрахунок парогенератора К-35-40 на вугіллі марки Б2

Виконав: студент 5 курсу, групи ТЕ-17-1бз
спеціальності теплоенергетика
(код і назва спеціальності)
освітньої програми теплоенергетика
(код і назва освітньої програми)
спеціалізації _____
(код і назва спеціалізації)

Гоменюк Тарас Михайлович
(ініціали та прізвище)

Керівник к.т.н., доцент Ільїн С.В.
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис,
ініціали та прізвище)

Рецензент проф., д.т.н. Чейлитко А.О.
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис,
ініціали та прізвище)

Запоріжжя
2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики

Рівень вищої освіти бакалаврський

Спеціальність 144 Теплоенергетика

(код та назва)

Освітня програма Теплоенергетика

(код та назва)

Спеціалізація _____

(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

« _____ » _____ 2022 року

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

Гоменюк Тарас Михайлович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи (проекту) Тепловий розрахунок парогенератора К-35-40 на вугіллі марки Б2

керівник роботи Ільїн Сергій Віталійович к.т.н., доцент,

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

затвержені наказом ЗНУ від «17» січня 2022 року № 91-с

Строк подання студентом роботи: 01 травня 2022 р.

3 Вихідні дані до роботи: Геометричні характеристики котлоагрегата. Властивості вугілля Б2

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Характеристика парового котла типу К-35-40. Розрахунок палива. Визначення розрахункової витрати палива. Розрахунок теплообміну в топці. Повірочний розрахунок фестона. Повірочно-конструктивний розрахунок пароперегрівача. Повірочно-конструктивний розрахунок хвостових поверхонь нагріву. Розрахунок повітропідігрівача.

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Принципова теплова схема парової котельні. Повздовжний перетин котла К-35-40. Поперечний перетин котла К-35-40. Залежність температури відхідних газів за котлом від витрати газу. Залежність ККД котла від витрати газу.

6 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Ільїн С.В.		
2	Ільїн С.В.		
3	Ільїн С.В.		

7 Дата видачі завдання 02 травня 2022 р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальні положення		
2	Характеристика об'єкту дослідження		
3	Тепловий розрахунок парогенератора К-35-40 на вугіллі марки Б2		
4	Охорона праці		
5	Оформлення пояснювальної записки		
6	Підготовка презентації		

Студент _____

Гоменюк Т.М.

Керівник роботи (проекту) _____

Ільїн С.В.

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер _____

С.Є. Чижов

РЕФЕРАТ

Гоменюк Т.М. Тепловий розрахунок парогенератора К-35-40 на вугіллі марки Б2

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавра за спеціальністю 144 – Теплоенергетика, науковий керівник канд. тех. наук, доцент Ільїн С.В. Запорізький національний університет. Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики, 2022.

В магістерській роботі вирішено актуальну науково - технічну задачу підвищення ефективності використання та зменшення споживання паливних ресурсів, за рахунок заміни не ефективних парових котлів на водогрійні на котельних промислових підприємств які передаються в комунальну власність, для задоволення потреб в тепловій енергії опалення і ГВП.

Ключові слова: теплопостачання, тепла схема, основне та допоміжне устаткування, котлоагрегат, насос, теплообмінний апарат, опалення, деаератор

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	9
1.1 Класифікація джерел теплопостачання.....	9
1.2 Основні види енергії і джерела тепла, які використовуються для теплопостачання.....	12
1.3 Класифікація котелень.....	15
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПАРОГЕНЕРАТОРА К-35-40 НА ВУГІЛЛІ МАРКИ Б2.....	17
2.1 Характеристика парового котла типу К-35-40.....	17
2.2 Розрахунок палива.....	18
2.3. Визначення розрахункової витрати палива.....	24
2.4 Повірочний розрахунок топки.....	25
2.5 Розрахунок теплообміну в топці.....	28
2.6 Повірочний розрахунок фєстона.....	32
2.7. Визначення тепло сприйняття пароперегрівача, економайзера, повітропідігрівників і зведення теплового балансу парового котла.....	37
2.8 Повірочно-конструктивний розрахунок пароперегрівача.....	40
2.9 Повірочно-конструктивний розрахунок хвостових поверхонь нагріву.....	43
2.10 Розрахунок повітропідігрівача.....	45
2.11 Розрахунок техніко - економічних показників котельні.....	47
3 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	51
3.1 Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів.....	51
3.2 Заходи з поліпшення умов праці.....	52
3.3 Виробнича санітарія.....	54
3.4 Електробезпека.....	55
3.5 Пожежна безпека.....	58
3.6 Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ).....	60
3.7 Розрахунок ізоляції котла.....	61

ВИСНОВОК.....	67
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ	68

ВСТУП

Актуальність теми. Теплопостачання є великою галуззю народного господарства. Досить сказати, що на потреби теплопостачання щорічно витрачається 25 % усього виробленого палива. В умовах обмежених паливних ресурсів раціональне і економне їх витрачання є завданням державної важливості. Значна роль у вирішенні цього завдання відводиться централізованому теплопостачанню та теплофікації, які тісно пов'язані з електрифікацією і теплоенергетикою.

Централізоване теплопостачання засноване на використанні великих районних котелень, які характеризуються значно більшими ККД, ніж дрібні опалювальні установки. Теплофікація, тобто централізоване теплопостачання на базі комбінованого вироблення тепла та електроенергії, є вищою формою централізованого теплопостачання. Вона дозволяє скоротити витрату палива до 25 %. При централізованому теплопостачанні дрібні опалювальні установки, які є джерелами забруднення повітряного басейну, ліквідовуються, замість них використовуються великі джерела тепла, газові викиди яких містять мінімальні концентрації токсичних речовин. Таким чином, централізація теплопостачання сприяє охороні навколишнього середовища. В даний час в результаті досягнень у галузі використання ядерного палива розвивається новий напрямок - централізоване теплопостачання на базі атомних ТЕЦ і атомних котелень. Використання ядерного палива для теплопостачання скорочує витрату дефіцитного органічного палива і полегшує вирішення проблеми паливно-енергетичного балансу країни.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами. Робота виконана відповідно до визначених законодавством України пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки, зокрема програмою «Нові технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та аграрному комплексі» затвердженою Законом України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» №2623-III від 11 липня 2001 року.

Метою роботи є підвищення ефективності використання палива за умови заміни парових котлів водогрійними.

Предмет дослідження:

- вплив типу використовуваного котла на параметрі теплоносія;
- вплив режиму роботи котла на параметри температури теплоносія.

Відповідно до поставленої мети у роботі сформульовані наступні завдання:

- узагальнити та проаналізувати інформацію про парові котли;
- збір технічної інформації про роботу котельної.

Наукова новизна отриманих результатів. Встановлено залежності температури відхідних газів за економайзером та за котлом від витрати палива через котел.

Методи дослідження:

- метод фізичного моделювання для вивчення параметрів парового котла в залежності зміни його режиму роботи;
- метод статистичної обробки експериментальних даних з використанням програмного забезпечення.

Особистий внесок. Наукові результати, які викладено в дипломній роботі, отримані особисто автором.

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ

При централізованому теплопостачанні дрібні опалювальні установки, які є джерелами забруднення повітряного басейну, ліквідовуються, замість них використовуються великі джерела тепла, газові викиди яких містять мінімальні концентрації токсичних речовин. Таким чином, централізація теплопостачання сприяє охороні навколишнього середовища. В даний час в результаті досягнень у галузі використання ядерного палива розвивається новий напрямок - централізоване теплопостачання на базі атомних ТЕЦ і атомних котельнь. Використання ядерного палива для теплопостачання скорочує витрату дефіцитного органічного палива і полегшує вирішення проблеми паливно-енергетичного балансу країни.

1.1 Класифікація джерел теплопостачання

Централізована система теплопостачання складається з наступних основних елементів: джерела тепла, теплових мереж і місцевих систем споживання - систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання. Для централізованого теплопостачання використовуються два типи джерел тепла: теплоелектроцентралі (ТЕЦ) і районні котельні (РК). На ТЕЦ здійснюється комбіноване виробництво тепла та електроенергії, що забезпечує істотне зниження питомих витрат палива при отриманні електроенергії. При цьому спочатку тепло робочого тіла - водяної пари - використовується для отримання електроенергії при розширенні пари в турбінах, а потім тепло відпрацьованої пари, що залишилося, використовується для нагріву води в теплообмінниках, які є обладнанням теплофікації ТЕЦ. Гаряча вода застосовується для теплопостачання. Таким чином, на ТЕЦ тепло високого потенціалу використовується для вироблення електроенергії, а тепло низького потенціалу - для теплопостачання. У цьому полягає енергетичний сенс комбінованого вироблення тепла і електроенергії. При роздільному їх

виробленні електроенергію одержують на конденсаційних станціях (КЕС), а тепло - на котельнях. У конденсаторах парових турбін на КЕС підтримується глибокий вакуум, якому відповідають низькі температури (15...20) °С, і охолоджуючу воду не використовують. У результаті на теплопостачання витрачають додаткове паливо. Отже, роздільне вироблення економічно менш вигідне, ніж комбіноване. Переваги теплофікації і централізованого теплопостачання яскравіше проявляються при концентрації теплових навантажень, характерних для сучасних міст, які розвиваються. Слід враховувати, що при теплофікації капітальні вкладення в ТЕЦ і теплові мережі виявляються вищими, ніж в КЕС і централізовані системи теплопостачання від РК, так ТЕЦ економічно доцільно будувати лише при великих теплових навантаженнях. Для європейської частини при існуючих ціностях теплофікація економічно доцільна при теплових навантаженнях більше 400 Гкал /год.

Іншим джерелом теплопостачання є РК. Теплова потужність сучасних РК становить (150...200) Гкал/год. Така концентрація теплових навантажень дозволяє використовувати великі агрегати, сучасне технічне оснащення котелень, забезпечує високі ККД використання палива. В якості теплоносія для теплопостачання міст використовують гарячу воду, а для теплопостачання промислових підприємств - водяний пар. Теплоносій від джерел тепла транспортують по теплопроводам. Гаряча вода надходить до споживачів по подавальним теплопроводам, віддає в теплообмінниках своє тепло і після охолодження повертається по зворотнім теплопроводам до джерел тепла. Таким чином, теплоносій безперервно циркулює між джерелом тепла і споживачами. Циркуляцію теплоносія забезпечує насосна станція джерела тепла. Водяна пара надходить промисловим споживачам за паропроводами під власним тиском, конденсується в теплообмінниках і віддає своє тепло. Конденсат повертається до джерела тепла під дією надлишкового тиску або за допомогою конденсатних насосів.

Сучасними тепловими мережами міських систем теплопостачання є складні інженерні споруди. Протяжність теплових мереж від джерела до крайніх споживачів складає десятки кілометрів, а діаметр магістралей досягає 1400 мм. До складу теплових мереж входять: теплопроводи; компенсатори, що сприймають температурні подовження; відключаюче, регулююче і запобіжне обладнання, яке встановлюється в спеціальних камерах; насосні станції; районні теплові пункти (РТП) і теплові пункти (ТП). Теплопроводи прокладають під землею в непрохідних і напівпрохідних каналах, в колекторах і без каналів. Для скорочення втрат тепла при русі теплоносія по теплопроводах застосовують їх теплоізоляцію. Для керування гідравлічним і тепловим режимами системи теплопостачання автоматизують, а кількість тепла, що подається регулюється відповідно до вимог споживачів.

Найбільша кількість тепла витрачається на опалення будівель. Опалювальне навантаження змінюється зі зміною зовнішньої температури. Для підтримки відповідності подачі тепла потребам у ньому, застосовують центральне регулювання на джерелах тепла. Домогтися високої якості теплопостачання, застосовуючи тільки центральне регулювання, не вдається, тому на теплових пунктах і у споживачів встановлюють додаткове автоматичне регулювання. Витрата води на гаряче водопостачання безперервно змінюється, і для підтримки стійкого теплопостачання гідравлічний режим теплових мереж автоматично регулюють, а температуру гарячої води підтримують постійною і рівною 65 °С.

Сучасні централізовані системи теплопостачання є складним комплексом, що включає джерела тепла, теплові мережі з насосними станціями і тепловими пунктами і абонентські вводи, оснащені системами автоматичного управління. Для забезпечення надійного функціонування таких систем необхідна їх ієрархічна побудова, при якій всю систему розчленовують на ряд рівнів, кожен з яких має своє завдання, яке зменшується за значенням від верхнього рівня до нижнього.

Верхній ієрархічний рівень складають джерела тепла, наступний рівень - магістральні теплові мережі з РТП, нижній - розподільні мережі з абонентськими вводами споживачів. Джерела тепла подають в теплові мережі гарячу воду заданої температури і заданого тиску, забезпечують циркуляцію води в системі і підтримують у ній належні гідродинамічний і статичний тиск. Вони мають спеціальні водопідготовчі установки, де здійснюється хімічна очистка і деаерація води. По магістральних теплових мережах транспортуються основні потоки теплоносія у вузли теплоспоживання. У РТП теплоносії розподіляється по районах і в мережах районів підтримується автономний гідравлічний і тепловий режими. У магістральні теплові мережі окремих споживачів приєднувати не варто, щоб не порушувати ієрархічності побудови системи.

Для надійності теплопостачання необхідно резервувати основні елементи верхнього ієрархічного рівня. Джерела тепла повинні мати резервні агрегати, а магістральні теплові мережі повинні бути закільцьовані із забезпеченням необхідної для них пропускної здатності в аварійних ситуаціях. Розподільні теплові мережі, ТП і абонентські вводи забезпечують розподіл теплоносія по окремим споживачам і становлять нижчий ієрархічний рівень, який у більшості випадків не резервують. Ієрархічна побудова систем теплопостачання забезпечує їх керованість у процесі експлуатації.

1.2 Основні види енергії і джерела тепла, які використовуються для теплопостачання

Джерелом тепла називається комплекс обладнання та пристроїв, за допомогою яких здійснюється перетворення природних і штучних видів енергії в теплову енергію з потрібними для споживачів параметрами.

Для цілей теплопостачання практичне значення на найближчу перспективу має органічне та ядерне паливо, геотермальна і сонячна енергія. До штучних видів енергії, які використовуються для вироблення тепла на

теплопостачання, відносяться «вторинні енергоресурси» промислових підприємств і електрична енергія. В даний час широко застосовуються джерела тепла, які використовують органічне паливо - тверде, рідке і газоподібне. Основними джерелами тепла є теплоелектроцентралі (ТЕЦ), що виробляють комбінованим способом електричну енергію і тепло, і котельні, що виробляють тепло.

Залежно від виду робочого тіла, використовуваного в циклі станції, ТЕЦ бувають паротурбінні, газотурбінні і парогазові. Переважне поширення в даний час мають паротурбінні ТЕЦ, які володіють високими техніко-економічними показниками.

Геотермальна енергія у вигляді гарячої води і пари застосовується для теплопостачання і вироблення електроенергії на Камчатці, Північному Кавказі, в Казахстані, Середній Азії, Угорщині, Новій Зеландії, Ісландії, США та ін. Використання геотермальної енергії не впливає безпосередньо на довкілля. Труднощі зазвичай в обмеженості доступних для практичного використання запасів і неоднорідному (іноді агресивному) складі різних геотермальних джерел. Необхідно відзначити, що геотермальна енергія може бути отримана практично скрізь (в одних районах Землі геотермальні води і порожнини високого тиску знаходяться відносно близько від поверхні, в інших - глибше). Крім того, низькопотенційне тепло у вигляді гарячої води або пари може бути отримано шляхом закачування води в гарячі магматичні шари літосфери вулканів, тому геотермальна енергія віднесена до найбільш перспективних видів енергії для отримання низькопотенційного тепла.

Вторинні енергоресурси (ВЕР) в даний час знаходять застосування на деяких промислових підприємствах для вироблення тепла на теплопостачання та електроенергії. ВЕР утворюються на промислових підприємствах побічно - в процесі виробництва при випуску основних видів продукції. До них відносять: фізичне тепло, надлишковий тиск відходів і продукції, а також горючі відходи, потенціал яких не використовується в технологічних циклах. Вироблення тепла та електроенергії за рахунок такого потенціалу дозволяє

економити паливо на замінних установках, внаслідок чого підвищуються енергетичні показники промислових підприємств.

Застосування електроенергії для теплопостачання має певні переваги: можливість використання енергії безпосередньо у споживачів, відносна простота подачі та застосування, легкість регулювання та вимірювання величини навантаження та ін., а також та обставина, що витрати на виробництво електроенергії оплачують споживачі тепла. Необхідно відзначити, що електроенергія є найбільш досконалим видом енергії і вироблення її в даний час проводиться з великими витратами палива в порівнянні з витратами палива на вироблення тепла: ККД КЕС становить приблизно 40%; котельні – (70...90) %, тому пряма трансформація електроенергії в тепло в різних електростанціях і електронагрівачах енергетично недоцільна. Можливість застосування електроенергії для теплопостачання може розглядатися в особливих вкрай рідкісних випадках, пов'язаних з труднощами доставки палива або прокладки трубопроводів, при достатній потужності електричних станцій і ліній електропередач, при крайній неритмічності і короткочасності режимів роботи теплових споживачів, при значних провалах в графіках електроспоживання в ізолюваних станціях і енергосистемах з важкорегулюєними джерелами і т.п.

Джерелами тепла на ядерному паливі є атомні ТЕЦ і атомні котельні. Вони особливо перспективні для великих централізованих систем теплопостачання, оскільки економічно доцільні при великих одиничних потужностях.

Сонячна енергія як джерело енергії має ряд переваг: чистоту, нескінченність у часі, «безкоштовність» та ін. Однак широке її застосування зустрічає технічні труднощі внаслідок малої щільності (питомої потужності) і неритмічності дії в часі, тому використання сонячної енергії можливе тільки в певних районах: на півдні України, в Середній Азії, Казахстані. Основний напрямок робіт, експериментально реалізуються в останні роки - децентралізоване теплопостачання окремих будівель.

Крім зазначених основних видів енергії для теплопостачання може використовуватися і низькотемпературне тепло (природне і штучне) будь-яких середовищ (повітря, води, ґрунту та ін.) за допомогою теплових насосів. Останні підвищують низькотемпературний потенціал середовища до рівня, необхідного для теплопостачання, витрачаючи при цьому деяку кількість електричної, теплової або іншої енергії.

1.3 Класифікація котелень

Котельні систем централізованого теплопостачання діляться на районні, квартальні, групові та котельні підприємств. Перші призначені для постачання теплотою всіх споживачів району житлової забудови або промислового вузла і входять до складу підприємств об'єднаних котелень і теплових мереж, другі і треті - для теплопостачання одного або декількох кварталів, групи житлових будинків або громадських будівель і проектується при незначній щільності теплових навантажень, входячи до складу підприємств об'єднаних котелень і теплових мереж. Котельні підприємства - це котельні, які є на промислових підприємствах і служать для теплопостачання цих підприємств, їх житлових фондів, а також інших промислових підприємств, передбачених схемою теплопостачання в порядку кооперування.

Залежно від характеру теплових навантажень районні котельні і котельні підприємств поділяються на:

- промислові, які використовуються для технологічного постачання паром або гарячою водою промислових підприємств;
- опалювальні, призначені для забезпечення опалення, вентиляції та гарячого водопостачання;
- промислово - опалювальні, які застосовуються для технологічного теплопостачання та постачання теплотою систем опалення, вентиляції та

гарячого водопостачання промислових підприємств, житлових і громадських будівель.

Квартальні та групові котельні, як правило, опалювальні. Котельні всіх типів класифікуються за такими ознаками:

— за типом використовуваних котлів (парові; водогрійні; пароводогрійні - з паровими і водогрійними котлами);

— за видом спалюваного палива (котельні, що працюють на газоподібному, рідкому або твердому паливі);

— за виглядом теплоносія і схеми відпустки теплоти (котельні, які виробляють пар з поверненням або без повернення конденсату; котельні, які відпускають теплоту гарячої води при закритій або відкритій системі теплопостачання; котельні, які відпускають пар і теплоту гарячої води по перерахованих схемах в їх різних поєднаннях);

— за способом розміщення на генеральному плані (вбудовані, прибудовані, відокремлені);

— по технологічній структурі (блочні, неблочні);

— щодо компонування обладнання (закриті, напіввідкриті і відкриті);

— по режиму роботи (базові районні; пікові, які працюють спільно з ТЕЦ).

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПАРОГЕНЕРАТОРА К-35-40 НА ВУГІЛЛІ МАРКИ Б2

У цій роботі розглянуто типовий розрахунок промислового парогенератора на прикладі парового котла Е-35-40 (К-35-40) з топкою призначеної для камерного спалювання рідкого палива та газоподібного палива з наступними характеристиками:

- номінальна паропроductивність – 9,72 кг/с;
- робочий тиск у барабані котла – 4,12 МПа;
- робочий тиск на виході з пароперегрівача – 3,92 МПа;
- температура перегрітої пари - 440°C;
- температура живильної води - 145°C;
- температура відхідних газів - 155°C;
- наддув – 3,0 %;
- вид і марка палива – вугілля марки Б2.
- система пилоприготування індивідуальна з молотковими млинами та прямим вдуванням пилу.

2.1 Характеристика парового котла типу К-35-40

Камера згоряння об'ємом 162,14 м³ екранована трубами \varnothing 60x3 мм з кроком 110 мм на бічних і фронтних стінах і 80 мм - на задній. На фронтній стіні топки розташовані чотири основні газомазутні пальники.

Схема випаровування – двоступенева. Перший ступінь випаровування обладнана внутрішньобарабанними циклонами - чиста, друга – солоня.

Пароперегрівачі – з вертикально розташованими змійовиками, двоступінчастий, виконаний з труб \varnothing 38x3 мм. Регулювання температури пари здійснюється поверхневим пароохолоджувачем, встановленим між ступенями

«в розтин». Кількість змійовиків – 40. Поперечний крок труб – 110 мм, розташування – коридорне.

Економайзер – сталевий, гладкотрубний, змійовиковий, одноступінчатий, з шаховим розташуванням труб $\varnothing 32 \times 3$ мм. Поперечний крок труб – 80 мм, поздовжній - 60 мм.

Повітряпідігрівач - трубчастий, вертикальний, двоходовий, з шаховим розташуванням труб $\varnothing 40 \times 1,5$ мм. Поперечний крок труб – 60 мм, поздовжній – 44 мм.

Площа поверхонь нагріву:

- пароперегрівача – 464,63 м²;
- економайзера – 285 м²;
- повітряпідігрівачів – 920 м².

2.2 Розрахунок палива

Характеристика палива – вугілля марки Б2.

Елементарний склад:

$$W^P = 14 \%;$$

$$A^P = 24,9 \%;$$

$$S_{к}^P = 0,4 \%;$$

$$S_{ор}^P = 0,4 \%;$$

$$C^P = 44,6 \%;$$

$$H^P = 3,5 \%;$$

$$N^P = 1,3 \%;$$

$$O^P = 11,3 \%$$

Величина теплоти згорання: $Q_{н}^P = 4080 \text{ ккал/кг} = 4080 \cdot 4,1868 = 17082,144 \text{ (кДж/м}^3\text{)}$.

Вихід летючих: $V_{г} = 47 \%$.

Розраховуємо наведену вологість і зольність:

$$W^п = \frac{W^p \cdot 1000}{Q_H^p} = \frac{14 \cdot 1000}{4080} = 3,4 = 14,7 \text{ (кг/кДж/м}^3\text{)}$$

$$A^п = \frac{A^p \cdot 1000}{Q_H^p} = \frac{24,9 \cdot 1000}{4080} = 6,1 = 25,6 \text{ (кг/кДж/м}^3\text{)}$$

Розраховуємо теоретичний об'єм повітря, необхідний для спалювання 1 кг палива:

$$\begin{aligned} V^0 = & 0,0889(C^p + 0,375S_{\text{ор+k}}^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p = 0,0889(44,6 + 0,375 \cdot \\ & 0,4) + \\ & + 0,265 \cdot 3,5 - 0,0333 \cdot 11,3 = 3,98 + 0,928 - 0,376 = 4,532 \text{ (м}^3\text{/кг)} \end{aligned}$$

Визначаємо теоретичні обсяги продуктів згоряння палива:

а) обсяг двоатомних газів:

$$V_{N_2} = 0,79V^0 + 0,008N^p = 0,79 \cdot 4,532 + 0,008 \cdot 1,3 = 3,58 + 0,0104 = 3,6 \text{ (м}^3\text{/кг)}$$

б) обсяг трьохатомних газів:

$$V_{RO_2} = 1,886 \cdot \frac{C^p + 0,375S}{100} = 1,886 \cdot \frac{44,6 + 0,375 \cdot 0,4}{100} = 0,84 \text{ (м}^3\text{/кг)}$$

в) обсяг водяної пари:

$$\begin{aligned} V_{H_2O} = & 0,11H^p + 0,0124 W^p + 0,0161V^0 = 0,11 \cdot 3,5 + 0,0124 \cdot 14 + 0,0161 \cdot \\ & 4,532 = \\ & = 0,385 + 0,1736 + 0,073 = 0,63 \text{ (м}^3\text{/кг)} \end{aligned}$$

1) Визначення присосів повітря:

Таблиця 2 .1- Присоси повітря по газоходам $\Delta\alpha$.

Елементи парового котла	Газоходи	Величина присоса $\Delta\alpha$
Камера згоряння	Топки парових котлов для жидкого топлива	0,05
Котельні пучки	Фестон	0,05
Пароперегрівачі	Первичний пароперегрівач	0,03
Економайзери	Для котлів D<50т/ч	0,08
Повітропідігрівачі (трубчасті)	Для котлів D<50т/ч	0,06

Таблиця 2.2 - Коефіцієнти надлишку повітря за кожним газоходом, а також їх середні значення.

№ п./п.	Газоходи	Коефіцієнт надлишку повітря за газоходом α''	Величина присоса $\Delta\alpha$	Середній коефіцієнт надлишку повітря в газоході α
1	Топка та фестон	$\alpha_T'' = \alpha_{\phi}' = \alpha_T = 1,2$	$\Delta\alpha_T = 0,05$	$\alpha_T = \alpha_T'' = 1,1$
2	Пароперегрівач	$\alpha_{пе}'' = \alpha_T'' + \Delta\alpha_{пе} = 1,2 + 0,03 = 1,23$	$\Delta\alpha_{пе} = 0,03$	$\alpha_{пе} = (\alpha_{пе}'' + \alpha_T'')/2 = (1,23 + 1,2)/2 = 1,13$
3	Економайзер	$\alpha_{\text{ЭК}}'' = \alpha_{пе}'' + \Delta\alpha_{\text{ЭК}} = 1,23 + 0,08 = 1,31$	$\Delta\alpha_{\text{ЭК}} = 0,08$	$\alpha_{\text{ЭК}} = (\alpha_{\text{ЭК}}'' + \alpha_{пе}'')/2 = (1,31 + 1,23)/2 = 1,21$
4	Повітря-перегрівач	$\alpha_{\text{ВП}}'' = \alpha_{\text{УХ}}'' = \alpha_{\text{ЭК}}'' + \Delta\alpha_{\text{ВП}} = 1,31 + 0,06 = 1,37$	$\Delta\alpha_{\text{ВП}} = 0,06$	$\alpha_{\text{ВП}} = (\alpha_{\text{УХ}} + \alpha_{\text{ЭК}}'')/2 = (1,37 + 1,31)/2 = 1,27$

Таблиця 2.3 – Об’єми та маси продуктів горіння, частки триатомних газів і водяної пари, концентрація золи

$V^0=4,532 \text{ м}^3/\text{кг}; V(\text{RO}_2)=0,84 \text{ м}^3/\text{кг}; V^0(\text{N}_2)=3,6 \text{ м}^3/\text{кг}; V^0(\text{H}_2\text{O})=0,63\text{м}^3/\text{кг};$ $W^p=14\%; A^p=24,9\%$					
Величина	Одиниця	Газоходи			
		Топка і фестон	Перегрівач	Економайзер	Повітряпідігрівач
Розрахунковий коефіцієнт надлишку повітря	-	1,1	1,13	1,21	1,27
V_{RO_2}	$\text{м}^3/\text{кг}$	0,84	0,84	0,84	0,84
$VR_2=V_{\text{N}_2}^0+(1-a)V^0$	$\text{м}^3/\text{кг}$	3,147	3,011	2,648	2,376
$V_{\text{H}_2\text{O}}=V_{\text{H}_2\text{O}}^0+0.0161(1-a)V^0$	$\text{м}^3/\text{кг}$	0,623	0,621	0,615	0,610
$V_{\Gamma}=V_{\text{RO}_2}+VR_2+V_{\text{H}_2\text{O}}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	4,610	4,471	4,103	3,827
$\Gamma_{\text{RO}_2}=V_{\text{RO}_2}/V_{\Gamma}$	-	0,182	0,188	0,205	0,220
$\Gamma_{\text{H}_2\text{O}}=V_{\text{H}_2\text{O}}/V_{\Gamma}$	-	0,135	0,139	0,150	0,159
$\Gamma_n=\Gamma_{\text{RO}_2}+\Gamma_{\text{H}_2\text{O}}$	-	0,317	0,327	0,355	0,379

Розраховуємо значення ентальпій повітря та продуктів згорання і зводимо ре-зультати в таблицю 2-4. Ентальпії повітря та продуктів горіння J_B^0 і J_{Γ}^0 беремо з до-датків ПЗ и П4 [1].

$$\frac{1000 \cdot a_{\text{yH}} \cdot A^p}{Q_{\text{H}}^p} = \frac{1000 \cdot 0,95 \cdot 24,9}{4080} = 5,8 < 6 \Rightarrow \text{паливо низькозольне.}$$

$$J_{\text{зл}} = \frac{a_{\text{yH}} A^p}{100} \cdot (cV)_{\text{зл}}$$

Таблиця 2. 5 - Ентальпії продуктів згоряння при $\alpha > 1$.

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$I_B = V^0(\text{CT})_B,$ кДж/кг	$I_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} C\vartheta)_{\text{RO}_2},$ кДж/кг	$I^0_{\text{N}_2} = V^0_{\text{N}_2} * C\vartheta)_{\text{N}_2},$ кДж/кг	$I^0_{\text{H}_2\text{O}} = V^0_{\text{H}_2\text{O}} (C\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}},$ кДж/кг	$I_\Gamma = V_{\text{RO}_2}(C\vartheta)_{\text{RO}_2} V^0_{\text{N}_2} + (C\vartheta)_{\text{N}_2} + V^0_{\text{H}_2\text{O}}(C\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}},$ кДж/кг
30	197,7				197,7
100	669,2	142,0	467,9	95,1	1374,2
200	1348,6	299,9	935,8	191,5	2775,8
300	2043,2	469,6	1410,9	291,7	4215,3
400	2747,9	648,5	1896,7	394,4	5687,5
500	3467,9	836,6	2389,8	500,2	7194,6
600	4208,1	1026,5	2893,7	609,2	8737,5
700	4963,5	1227,2	3404,8	722,6	10318,2
800	5729,1	1431,4	3933,9	841,1	11935,4
900	6494,7	1638,8	4473,7	960,1	13567,4
1000	7280,5	1849,7	5017,2	1086,8	15234,2
1100	8086,7	2063,9	5560,7	1213,4	16924,6
1200	8892,8	2282,3	6100,5	1342,5	18618,1
1300	9790,2	2499,8	6658,4	1476,7	20425,1
1400	10525,3	2721,6	7230,7	1611,5	22089,1
1500	11351,7	2943,4	7790,4	1750,8	23836,3
1600	12183,2	3164,3	8362,8	1890,6	25600,9
1700	13009,6	3389,4	8935,2	2033,0	27367,2
1800	13836,0	3614,5	9511,2	2178,5	29140,3
1900	14687,8	3839,6	10098,0	2323,4	30948,9
2000	15534,5	4068,1	10670,4	2473,4	32746,4
2100	16421,7	4296,6	11257,2	2621,4	34597,0
2200	17232,9	4525,1	11844,0	2771,4	36373,4

Ентальпію продуктів згоряння палива підраховуємо по формулі:

$$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)I_{\text{В}}^0$$

Отримані результати зведемо в таблицю 2-5.

Таблиця 2.5 - Ентальпії продуктів згоряння при $\alpha > 1$.

Газохід	Температура газів σ , °C	J_{Γ}^0	$J_{\text{В}}^0$	$(\alpha'' - 1)J_{\text{В}}^0$	$J_{\Gamma} = J_{\Gamma}^0 + (\alpha'' - 1)J_{\text{В}}^0$	$\Delta J_{\Gamma} = (J_{\Gamma})_i - (J_{\Gamma})_{i+1}$
Топка і фєстон (при $\alpha''_{\Gamma} = 1,1$)	2200	36373,4	17232,9	1723,3	38096,7	1857,5
	2100	34597,0	16421,7	1642,2	36239,1	1939,3
	2000	32746,4	15534,5	1553,4	34299,8	1882,2
	1900	30948,9	14687,8	1468,8	32417,6	1893,8
	1800	29140,3	13836,0	1383,6	30523,9	1855,7
	1700	27367,2	13009,6	1301,0	28668,2	1849,0
	1600	25600,9	12183,2	1218,3	26819,2	1847,8
	1500	23836,3	11351,7	1135,2	24971,4	1829,8
	1400	22089,1	10525,3	1052,5	23141,7	1737,5
	1300	20425,1	9790,2	979,0	21404,2	1896,7
	1200	18618,1	8892,8	889,3	19507,4	1774,2
	1100	16924,6	8086,7	808,7	17733,2	1771,0
	1000	15234,2	7280,5	728,1	15962,2	1745,4
900	13567,4	6494,7	649,5	14216,8	-	
Пароперегрівач ($\alpha''_{\text{пе}} = 1,13$)	700	10318,2	4963,5	645,3	10963,4	1678,9
	600	8737,5	4208,1	547,1	9284,6	1639,2
	500	7194,6	3467,9	450,8	7645,4	1600,6
	400	5687,5	2747,9	357,2	6044,8	
Економайзер ($\alpha''_{\text{єко}} = 1,21$)	500	7194,6	3467,9	728,3	7922,8	1658,2
	400	5687,5	2747,9	577,1	6264,6	1620,2
	300	4215,3	2043,2	429,1	4644,4	-
Повітряперегрівач ($\alpha''_{\text{взп}} = 1,27$)	300	4215,3	2043,2	551,7	4767,0	1627,1
	200	2775,8	1348,6	364,1	3139,9	1585,0
	100	1374,2	669,2	180,7	1554,9	-

2.3. Визначення розрахункової витрати палива

Наявне тепло палива Q_p^p знаходимо за формулою:

$$Q_p^p = Q_p^n + i_{\text{тл}}$$

Величину фізичного тепла палива знаходимо за формулою:

$$i_{\text{тл}} = C_{\text{тл}} \cdot t_{\text{тл}}, \text{ где } t_{\text{тл}} = 120 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$C_{\text{тл}} = 0,415 + 0,0006 \cdot t_{\text{тл}} = 0,415 + 0,0006 \cdot 120 = 0,487 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ – теплоємність палива;

$$i_{\text{тл}} = C_{\text{тл}} \cdot t_{\text{тл}} = 0,487 \cdot 120 = 58,44 \text{ ккал}/\text{кг};$$

$$Q_p^p = Q_p^n + i_{\text{тл}} = 4080 + 58,44 = 4138,44 \text{ ккал}/\text{кг};$$

Ентальпія теоретично необхідної кількості холодного повітря $\Gamma_{\text{хв}}^o$ (при $t_{\text{хв}} = 30^\circ\text{C}$):

$$\Gamma_{\text{хв}}^o = 9,5 \cdot V^o = 9,5 \cdot 4,532 = 43,1 \text{ (ккал}/\text{кг)}$$

Втрати тепла: з хімічним недопалом - $q_3 = 0,5\%$;
з механічним недопалом - $q_4 = 0\%$;
з фізичним теплом шлака - $q_6 = 0\%$.

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p^p} \cdot 100\% = \frac{I_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} \cdot I_{\text{хв}}^o}{Q_p^p} (100 - q_4)$$

Втрата тепла з газами, що відходять:

$$t_{\text{yx}} = 150 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow I_{\text{yx}} = 207,5 \text{ ккал}/\text{кг}; \alpha_{\text{yx}} = 1,27;$$

$$q_2 = \frac{207,5 - 1,27 \cdot 41,8}{4138,44} (100 - 0) = 3,73\%$$

Втрата тепла від наружного охолодження котла: $q_5 = 1,07\%$;

ККД парового котла «брутто» знаходимо за методом зворотного балансу:

$$\eta_{\text{пк}}=100-(q_2+q_3+q_4+q_5+q_6)=100-(18,9+0,5+0+1,07+0)=81\%;$$

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{q_5 + \eta_{\text{пк}}} = 1 - \frac{1,07}{1,07 + 81} = 0,988$$

Коефіцієнт збереження тепла:

Кількість теплоти, корисно віддане в паровому котлі:

$$Q_{\text{пк}}=D_{\text{к}} \cdot (i_{\text{пе}} - i_{\text{пв}}) \cdot 1000; \text{ при } P_{\text{пе}}=40 \text{ кгс/см}^2 \text{ и } t_{\text{пе}}=440^\circ\text{C} \Rightarrow i_{\text{пе}}=630,5 \text{ ккал/кг};$$

$$\text{а при } P_{\text{пв}}=1,08 \cdot P_6=1,08 \cdot 44=48 \text{ кгс/см}^2 \text{ и } t_{\text{пв}}=150^\circ\text{C} \Rightarrow i_{\text{пв}}=251,6 \text{ ккал/кг};$$

$$Q_{\text{пк}}=35 \cdot (630,5 - 251,6) \cdot 1000=1,33 \cdot 10^7 \text{ ккал/кг};$$

Витрата палива, що подається в топку:

$$B = \frac{2,2337 \cdot 10^7}{4138,44 \cdot 81} \cdot 100 = 3956 \text{ кг/ч};$$

Фактично згоріле паливо:

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100}\right); m.k.q_4 = 0, \Rightarrow B_p = B = 3956 \text{ кг/ч}.$$

2.4 Повірочний розрахунок топки

Завданням повірочного розрахунку є визначення температури газів на виході з топки при заданих конструктивних розмірах топки, які визначаємо за кресленнями парового котла.

Визначення конструктивних розмірів і характеристик топки. Конструктивні характеристики занесені в таблицю 2.6. При розрахунку

конструктивних розмірів топки важливо правильно визначити «активний обсяг топкової камери». Межами обсягу є площини, що проходять через осьові лінії екранних труб, а у вихідному перерізі – площина, що проходить через осьові лінії труб першого ряду фестона. В котлі К-35-40 кордоном обсягу в нижній частині топки є площина, що проходить по поду.

Геометричні розміри, необхідні для розрахунків і систематизовані в табл. 5, в основному беремо з креслення, користуючись зазначеними на них розмірами.

Розрахункову ширину фронтної і задньої стін топки визначаємо відстанню між площинами, що проходять через осі труб бічних екранів, а ширину бічних стін між площинами, що проходять через осі труб фронтного та заднього екранів. Освітлену довжину фронтної і задньої стін топки визначаємо за фактичними розмірами площини, що проходить через осі труб відповідного екрану в межах обсягу топки.

Площу бічної стіни $F_{\text{бст}}$ в межах активного об'єму топки визначаємо як площа вказаних фігур, користуючись найпростішими математичними прийомами.

Геометричні розміри площини фестона і вихідного вікна топки збігаються. Ширину визначаємо відстанню між площинами, що проходять через осі труб бічних екранів, а довжину (висоту) - по дійсному розміром конфігурації осі труби першого ряду фестона в межах активного об'єму топки.

Коефіцієнт теплової ефективності екрану:

$$\Psi = \chi * \xi$$

Таблиця 2.6 - Конструктивні розміри і характеристики топкової камери.

№ п/п	Найменування величин	Поз.	Од.	Топочні екрани					вихідне вікно
				Фронтний		Боковий	Задній		
				основна частина	Під		основна частина	Під	
1	Рзрахункова ширина екран. Стіни	$V_{ст}$	м	4,280	4,280	4,020	4,280	4,280	4,280
2	Освітлена довжина стіни	$l_{ст}$	м	11,300	0,400	-	5,350	3,000	3,580
3	Площа стіни	$F_{ст}$	м ²	48,364	1,712	37,930	22,898	12,840	15,301
4	Площа ділянки стіни, не закритого екранами	$F_{ст}^i$	м ²	5,876	5,876	2,898	2,782	2,782	-
5	Зовнішній діаметр труб	d	м	0,060	-	0,060	0,060	-	-
6	Число труб в екрані	Z	шт.	48	-	34	48	-	-
7	Крок екранних труб	S	м	0,080	-	0,110	0,080	-	-
8	Відносний крок труб	S/d	-	1,333	-	1,833	1,333	-	-
9	Відстань від осі труби до обмурівки	e	м	0,060	-	0,060	0,060	-	-
10	Відносне відстань до обмурівки	e/d	-	1	-	1	1	-	-
11	Кутовий коефіцієнт екрану	χ	-	0,960	1	0,910	0,960	1	1
12	Коеф., що враховує забруднення	ξ	-	0,550	0	0,550	0,550	0	0,550
13	Коеф. теплового ефективності екрану	ψ	-	0,528	0	0,501	0,528	0	0,550

Площа стін топки:

$$F_{cm}^m = F_{cm}^\phi + F_{cm}^{\phi l} + 2 \cdot F_{cm}^{\bar{o}} + F_{cm}^z + F_{cm}^{zl} + F_{ок} =$$

$$= 48,364 + 1,712 + 2 \cdot 37,93 + 22,898 + 12,84 + 15,301 = 176,975 \text{ м}^2$$

$$\psi_{cp} = (\psi^\phi \cdot (F_{cm}^\phi - F_{cm}^{\phi i}) + \psi^{\phi'} \cdot (F_{cm}^{\phi'} - F_{cm}^{\phi' i}) + 2 \cdot \psi^{\bar{o}} \cdot (F_{cm}^{\bar{o}} - F_{cm}^{\bar{o} i}) + \psi^z \cdot (F_{cm}^z - F_{cm}^{zl}) + \psi^{z'} \cdot (F_{cm}^{z'} - F_{cm}^{z' i}) + \psi_{ок} \cdot F_{ок}) / F_{cm}^m = (0,528 \cdot (48,364 - 5,876) + 0 + 2 \cdot 0,5005 \cdot (37,93 - 2,898) + 0,528 \cdot (22,898 - 2,782) + 0 + 0,55 \cdot 15,301) / 176,975 = 0,4325$$

Середнє значення коефіцієнта теплової ефективності топки:

$$V_{\bar{o}} = F_{\bar{o}}^a \cdot b_{\bar{o}} = 37,93 \cdot 4,28 = 162,34 \text{ м}^3$$

Ефективна товщина випромінюючого шару в топці:

$$S_m = 3,6 \cdot \frac{V_m}{F_{cm}^m} = 3,6 \cdot \frac{162,34}{176,975} = 3,302 \text{ м}$$

2.5 Розрахунок теплообміну в топці

Розрахунок заснований на додатку теорії подібності до топкових процесів. Розрахункова формула пов'язує температуру газів на виході з топки $\theta_{\Gamma}^{\text{II}}$ з критерієм Больцмана Bo , ступенем чорноти топки a_{Γ} і параметром M , враховує характер розподілу температур по висоті топки і залежних від відносного розташування максимуму температур полум'я, який визначається схемою розміщення та типом пальників.

Температуру газів на виході з топки визначаємо за формулою:

$$g_m^n = \frac{T_a}{M \cdot \left(\frac{4,9 \cdot \psi_{cp} \cdot F_{cm}^m \cdot a_m \cdot T_a^3}{10^8 \cdot \varphi \cdot B_p \cdot (V_c)_{cp}} \right)^{0,6} + 1} - 273$$

Визначаємо корисне тепловиділення в топці Q_{Γ} і відповідну їй адіабатичну температуру горіння T_a :

$$Q_m = Q_p^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{\text{в}};$$

Де кількість тепла, що вноситься в топку з повітрям $Q_{\text{в}}$:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{зв}} + Q_{\text{хв}} = (\alpha_m^{\text{II}} - \Delta\alpha_m) I_{\text{зв}}^0 + \Delta\alpha_m I_{\text{хв}}^0;$$

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{зв}} + Q_{\text{хв}} = (1,1 - 0,05) \cdot 364,1 + 0,05 \cdot 99275 = 5346,1 \text{ ккал / кг};$$

$I_{\text{ГВ}}^0$ – ентальпія теоретичного обсягу гарячого повітря, що надходить в топку (ккал/кг): $t_{\text{ГВ}} = 200^{\circ}\text{C} \rightarrow I_{\text{ГВ}}^0 = 364,1$ ккал/кг.

$$Q_m = 4138,33 \cdot \frac{100 - 0,5 - 0 - 0}{100 - 0} + 5346,1 = 9463,7 \text{ ккал / кг};$$

Корисне тепловиділення в топці Q_{Γ} відповідає ентальпії газів, яку мали б при адіабатичному згорянні палива, тобто $I_a = Q_{\Gamma} = 9463,7$ ккал / кг $\Rightarrow T_a = 3394$ К.

Параметр M , що характеризує температурне поле по висоті топки, визначаємо за формулою: $M=A-B \cdot x_T$; де A та B коефіцієнти, значення яких приймаємо: $A=0,54$; $B=0,2$; (при камерному спалюванні мазуту).

Відносне положення максимуму температур факела в топці визначаємо за формулою: $X_T = X_r + \Delta X$; де X_r - відносний рівень розташування пальників, що представляє собою відношення висоти розташування осей пальників h_r (від поду топки) до загальної висоти топки H_T (від поду до середини вихідного вікна з топки, тобто $X_r = h_r / H_T$); ΔX - поправка на відхилення максимуму температур від рівня пальників, яка приймається для газомазутних топок з продуктивністю <35 т/год, $\Delta X = 0,15$;

$$h_z = \frac{h_{1z} \cdot n_1 + h_{2z} \cdot n_2 + \dots}{n_1 + n_2 + \dots};$$

де n_1, n_2 і т.д. - число пальників в першому, другому і т.д. ярусах; h_{1r}, h_{1r} і т.д. - Висота розташування осей ярусів.

$$h_z = \frac{2 \cdot 1,475 + 2 \cdot 2,7}{2 + 2} = 2,0875 \text{ м};$$

$$x_z = \frac{2,0875}{8,0625} = 0,2589;$$

$$x_m = 0,2589 + 0,15 = 0,4089;$$

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot 0,4089 = 0,4582$$

Ступінь чорноти топки залежить від шуканої температури газів на виході

$$(V_c)_{cp} = \frac{Q_m - I_m''}{g_a - g_m''} = \frac{9463,7 - 4531,4}{2076 - 1000} = 4,6 \text{ ккал / кг} \cdot ^\circ\text{C}$$

Приймаються $v_T^{\text{II}} = 1000$ °C:

Середню сумарну теплоємність продуктів згоряння визначаємо за формулою:

Ступінь чорноти топки визначаємо по формулі:

$$a_m = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \cdot \psi_{cp}};$$

де a_ϕ - ефективна ступінь чорноти факела:

$$a_\phi = m \cdot a_{cb} + (1 - m) \cdot a_z$$

де A_{cb} і a_z - ступінь чорноти, якою володів би факел при заповненні всієї топки відповідно тільки полум'ям або тільки несвітними триатомним газами; m - коефіцієнт усереднення, що залежить від теплового напруги топкового об'єму і $m = 0,55$ для рідкого палива.

Величини A_{cb} і a_z визначають за наступними формулами:

$$a_{cb} = 1 - e^{-(k_z \cdot r_n + k_c) \cdot P \cdot S_m}$$

$$a_z = 1 - e^{-k_z \cdot r_n \cdot P \cdot S_m}$$

де S_T - ефективна товщина випромінюваного шару в топці;

P - тиск в топці, для парових котлів, що працюють без наддуву $P = 1$ кгс/см².

Коефіцієнт ослаблення променів k_T топкової середовищем визначають за номограми.

$$r_n = 0,591; \quad r_{H_2O} = 0,114; \quad S_m = 3,302m; \quad P = 1 \text{ кгс} / \text{см}^2; \quad P_n = P \cdot r_n = 1 \cdot r_n = 0,2463 \text{ кгс} / \text{см}^2; \\ P_n \cdot S_m = 0,2463 \cdot 3,302 = 0,8133m \cdot \text{кгс} / \text{см}^2; \Rightarrow \text{по номограмі } k_z = 0,556;$$

$$a_z = 1 - e^{-0,556 \cdot 0,591 \cdot 3,302} = 0,55732$$

Коефіцієнт ослаблення променів k_c попелястими частками визначаємо за формулою:

$$k_c = 0,03 \cdot (2 - \alpha_m'') \cdot \left(1,6 \frac{T_m''}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C^P}{H^P};$$

де - T_m'' температура газів на виході з топки ($T_T'' = 273 + 1000 = 1273$ К);

C^P / H^P - співвідношення вмісту вуглецю і водню в робочій масі палива:

$$k_c = 0,03 \cdot (2 - 1,1) \cdot \left(1,6 \frac{1273}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{83,8}{11,2} = 0,4332;$$

$$a_{c\phi} = 1 - e^{-(0,5560 \cdot 2,463 + 0,31046) \cdot 3,302} = 0,9785$$

$$a_m = \frac{0,6995}{0,6995 + (1 - 0,6995) \cdot 0,4325} = 0,5328;$$

$$a_\phi = m \cdot a_{c\phi} + (1 - m) \cdot a_z = 0,55 \cdot 0,9785 + (1 - 0,55) \cdot 0,4332 = 0,6995;$$

$$\begin{aligned} g_m'' &= \frac{T_a}{M \cdot \left(\frac{4,9 \cdot \psi_{cp} \cdot F_{cm}^m \cdot a_m \cdot T_a^3}{10^8 \cdot \varphi \cdot B_p \cdot (V_c)_{cp}} \right)^{0,6} + 1} - 273 = \\ &= \frac{2349}{0,4582 \cdot \left(\frac{4,9 \cdot 0,4325 \cdot 176,975 \cdot 0,7675 \cdot (2349)^3}{10^8 \cdot 0,988 \cdot 3958 \cdot 5,2709} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 853^0 C \end{aligned}$$

$$\text{при } \nu_m'' = 997^0 C \Rightarrow I_m'' = 8416,7 \text{ ккал / кг};$$

Визначаємо кількість тепла, передане випромінюванням в топці:

$$Q_l = \varphi \cdot (Q_m - I_m'') = 0,988 \cdot (9463,7 - 8416,7) = 1034,5 \text{ ккал / кг};$$

Визначимо теплові навантаження топкової камери:

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_p^p}{V_m} = \frac{3956 \cdot 4138,44}{162,34} = 100,9 \text{ Мкал/м}^3 \cdot \text{ч};$$

Питомий тепловий напруга обсягу топки: допуск 500 Мкал/м³·ч;

$$q_f = \frac{B_p \cdot Q_p^p}{f} = \frac{3956 \cdot 4138,44}{4,28 \cdot 4,02} = 951,5 \text{ Мкал/м}^2 \cdot \text{ч};$$

$$\text{де } f = b_{cm}^{\phi} \cdot b_{cm}^{\sigma}, \text{ м}^2;$$

2.6 Повірочний розрахунок фестона

В котлі, що розробляється в курсовому проекті, на виході з топки розташовано трьохрядний випарний пучок, утворений трубами бокового топкового екрана, зі збільшеним поперечними і поздовжніми кроками і званий фестомом. Зміна конструкції фестона пов'язана з великими труднощами і капітальними витратами, тому проводимо перевірочний розрахунок фестона.

Завданням повірочного розрахунку є визначення температури газів за фестомом при заданих конструктивних розмірах і характеристиках поверхні нагрівання, а також відомої температурі газів перед фестомом, тобто на виході з топки.

За кресленнями парового котла складаємо таблицю 2.7.

Довжину труби в кожному ряду L_i визначаємо по осьовій лінії труби з урахуванням її конфігурації від площини входу труби в обмуровування топки або ізоляцію барабана до точки перелік осі труби кожного ряду з площиною ската горизонтального газоходу. Кількість труб в ряду Z_1 визначаємо за ескізом, виконавши по всій ширині газоходу розведення труб екрану в фестона.

Поперечний крок S_1 дорівнює потроєному кроку заднього екрану топки, так як цей екран утворює відповідно три ряди фестона. Поперечні кроки для всіх рядів і всього фестона однакові. Поздовжні кроки S_{2cp} в цілому визначаємо як середнє арифметичне значення, т.к поверхні нагрівання рядів близькі між собою.

Приймаються $X_\phi = 1$, тим самим збільшуємо конвективну поверхню паро-перегрівача (в межах 5%), що істотно спрощує розрахунок.

Таблиця 2. 7 - Конструктивні розміри і характеристики фестона.

Найменування величини	Позн.	Одиниця	Ряди фестона			Для всього фестона
			1	2	3	
Зовнішній діаметр труб	d	м	0,06	0,06	0,06	0,06
Кількість труб в ряді	z_i	-	16	16	16	-
Доажина труби в ряду	l_i	м	4,325	4,325	4,375	-
Крок труб:						
поперечний (поперек руху газів)	S_1	м	0,24	0,24	0,24	0,24
продольний (вздовж руху газів)	S_2	м	-	0,22	0,22	0,22
Кут коефіцієнт фестона	x_ϕ	-	-	-	-	1
Положення труб (шахове, коридорне)	-	-	шахове			
Рорхунок поверхні нагріву	H	м ²	13,04	13,04	13,19	43,376
Розміри газоходу:						
висота	a_i	м	4,375	-	4,125	-
ширина	b	м	4,28	-	4,28	-
Площа живого перерізу для прохода газів	F	м ²	14,741	-	13,767	14,237
Відносний крок труб:						
поперечний (поперек руху газів)	S_1/d	-	4	4	4	4
продольний (вздовж руху газів)	S_2/d	-	-	3,67	3,67	3,67
Ефективна товщина випромінюючого шару	S_ϕ	м	-	-	-	0,954

За S_{1cp} і S_{2cp} визначаємо ефективну товщину випромінюючого шару фестона S_ϕ .

$$S_\phi = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4 \cdot S_1^{cp} \cdot S_2^{cp}}{\pi \cdot d^2} - 1 \right)$$

Розташування труб в пучку - шахове, омивання газами - поперечне (кут відхилення потоку від нормалі не враховуємо). Висоту газоходу визначаємо в

площині, що проходить по осях основного напрямку кожного ряду труб в межах фестона. Ширина газоходу однакова для всіх рядів фестона, її визначаємо як відстань між площинами, що проходять через осі труб правого і лівого бічних екранів. Площа живого перетину для проходу газів в кожному ряду:

$$F_i = a_i \cdot b - Z_{1i} \cdot l_{\text{ипр}} \cdot d;$$

де $l_{\text{ипр}}$ - довжина проекції труби на площину перерізу, що проходить через вісь труб ряду, що розраховується.

$F_{\text{ср}}$ знаходимо як середнє арифметичне між F_1 і F_4 .

Розрахункова поверхня нагріву кожного ряду дорівнює геометричній поверхні всіх труб в ряду по зовнішньому діаметру і повної обігривається газами довжині труби, виміряної за її осі з урахуванням конфігурації, тобто згинів в межах фестона:

$$H_i = \pi \cdot d \cdot Z_{1i} \cdot l_i;$$

де Z_{1i} – кількість труб в ряді;

l_i – довжина труби в ряду по її осі.

Розрахункова поверхню нагріву фестона визначають як суму поверхонь всіх рядів:

$$H_{\phi} = H_1 + H_2 + H_3 = 13,04 + 13,04 + 13,19 = 39,27 \text{ м}^2;$$

На правій і лівій стіні газоходу фестона розташована частина бічних екранів, поверхня яких не перевищує 5% від поверхні фестона:

$$H_{\text{доп}} = F_{\text{ст}} \cdot x_6 = 4,5125 \cdot 0,91 = 4,11 \text{ м}^2 \Rightarrow H_{\phi I} = H_{\phi} + H_{\text{доп}} = 39,27 + 4,11 = 43,38 \text{ м}^2;$$

Складаємо таблицю вихідних даних для повірочного теплового розрахунку фестоно (таблиця 2.8).

Таблиця 2.8 - Вихідні дані для повірочного теплового розрахунку фестоно.

Найменування	Поз.	Одиниця	Величина
Температура газів перед фестоном	$v'_\phi = v''_\tau$	°C	997
Ентальпія газів перед фестоном	$J'_\phi = J''_\tau$	ккал/кг (ккал/м ³)	8416,7
Об'єм газів на виході з топки при $\alpha''_\tau = 1,1$	V_τ	м ³ /кг (м ³ /м ³)	12,33
Об'ємна доля водяних парів	r_{H_2O}	-	0,1189
Сумарна об'ємна доля 3-х атомних газів	r_Π	-	0,2463
Концентрація золи в газоході	$\mu_{зл}$	кг/кг	0,0001
Температура стану насичення притиску в барабані	t_H	°C	254,87

Орієнтовно приймають температуру газів за фестонів на $30 \div 100$ С нижче, ніж перед ним:

$$v''_\phi = v'_\phi - (30 \div 100) = 997 - 80 = 917^0 \text{ C};$$

Ентальпія газів за фестоном:

$$I''_\phi = 8054,7 \text{ ккал / кг}$$

За рівняння теплового балансу визначаємо теплосприйняття фестоно:

$$Q_\phi^{\delta} = \varphi \cdot (I'_\phi - I''_\phi) = 0,988 \cdot (8416,7 - 8054,7) = 327,7 \text{ ккал / кг}$$

Рівняння теплопередачі для всіх поверхонь нагріву записують в наступному вигляді:

$$Q^m = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_p};$$

де k -коефіцієнт теплопередачі,

Δt -температурний напір,

H -розрахункова поверхня нагріву.

При спалюванні мазуту коефіцієнт теплопередачі визначаємо за формулою:

$$k = \psi \cdot \alpha_1;$$

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_l);$$

де α_k - коефіцієнт тепловіддачі конвекцією; α_l - коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням газового обсягу в трубному пучку;

ψ - коефіцієнт теплової ефективності поверхні; $\xi = 1$;

Для визначення α_k до - коефіцієнта тепловіддачі конвекцією від газів до стінки труб розрахуємо середню швидкість газового потоку:

$$W = \frac{B_p \cdot V_g}{3600 \cdot F} \cdot \frac{g + 273}{273} = \frac{3956 \cdot 12,33 \cdot 1224}{3600 \cdot 14,237 \cdot 273} = 4,3 \text{ м/с};$$

ψ для фестоно при швидкості газів 4,3 м/с дорівнює 0,8;

Для знаходження α_k до по номограммам визначаємо

$$\alpha_n = 29,66 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{°C} \text{ і додаткові коефіцієнти:}$$

$$C_z=0,9; C_\phi=0,96; C_s=0,95; \Rightarrow \alpha_k = \alpha_n \cdot C_z \cdot C_\phi \cdot C_s = 29,66 \cdot 0,9 \cdot 0,96 \cdot 0,95 = 24,34 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C};$$

$$a = 1 - e^{k \cdot P \cdot S}$$

Для знаходження α_l використовуємо номограми і ступінь чорноти продуктів горіння:

Для незапилених поверхонь

$$k \cdot p \cdot S = k_r \cdot r_n \cdot S \cdot p, \text{ где } p = 1 \text{ кгс/ см}^2; r_n=0,2463;$$

$$S_{\phi} = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4 \cdot S_1^{cp} \cdot S_2^{cp}}{\pi \cdot d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,06 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,24 \cdot 0,22}{3,1415 \cdot 0,06^2} - 1 \right) = 0,954_m$$

$$r_n \cdot S = r_n \cdot S = 0,2463 \cdot 0,954 = 0,20032;$$

$$a = 1 - e^{-1,1 \cdot 0,2463 \cdot 0,954} = 0,2278$$

За номограмою знаходимо $k_r = 1,1 \Rightarrow$

За номограмою знаходимо $C_r = 0,988$; $\alpha_n = 155,56$ ккал/м²·ч·°С; $\Rightarrow \alpha_l = \alpha_n \cdot a \cdot C_r = 155,56 \cdot 0,2278 \cdot 0,988 = 35,01$ ккал/м²·ч·°С;

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_n + \alpha_k) = 1 \cdot (24,34 + 35,01) = 59,35 \text{ ккал / м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С};$$

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,7 \cdot 59,35 = 41,5 \text{ ккал / м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С};$$

Знаходимо температурний напір:

$$Q_{\Delta t} = \frac{k \cdot F \cdot \Delta t}{B_p^2} = \frac{41,5 \cdot 948,5 \cdot 294,87}{3956} = 316,8 \text{ ккал / кг};$$

Якщо теплосприйняття фестона по рівняннях теплового балансу і теплопередачі відрізняються менш ніж на 5%, то температура за фестонів задана правильно:

$$\frac{Q_{\phi}^{\sigma} - Q_{\phi}^m}{Q_{\phi}^{\sigma}} = \frac{327,7 - 316,8}{327,7} \cdot 100 = 3,5\%$$

т.ч. повірочний розрахунок фестона виконаний.

2.7. Визначення тепло сприйняття пароперегрівача, економайзера, повітропідігрівників і зведення теплового балансу парового котла

Теплосприйняття пароперегрівача та повітропідігрівників визначаємо по рівняннях теплового балансу робочого тіла (пари, повітря), а теплосприйняття економайзера - по рівнянню теплового балансу теплоносія (продуктів згоряння).

Теплосприйняття пароперегрівача визначаємо за формулою:

Знаходимо при $P_{пе}=9,72$ МПа і $t_{пе}=440^{\circ}\text{C} \Rightarrow i_{пе}=889,8$ ккал/кг;

при $P_6=3,92$ МПа і температурі насичення $\Rightarrow i_n=668,2$ ккал/кг;

$\Delta i_{по}=20$ ккал/кг – з'єм тепла в парохолоджувачі, що слугує для регулювання температури перегрітої пари;

$$Q_{не} = \frac{35000}{6723} (889,8 - (668,2 - 20)) = 1256 \text{ ккал / кг}$$

Тепло, що сприймається пароперегрівниками за рахунок випромінювання факела топки, приймаємо для спрощення розрахунків рівним нулю ($Q_{пел} = 0$), а кутовий коефіцієнт фєстони $X_{\phi} = 1$.

В цьому випадку повне теплосприйняття пароперегрівача чисельно збігається з теплосприйняття конвекцією: $Q_{пек} = Q_{пе}$.

Для газоходу пароперегрівача рівняння теплового балансу теплоносія (димових газів) має вигляд:

$$I''_{не} = I''_{\phi} - \frac{Q_{не}}{\phi} + (\Delta\alpha_{не} \cdot I''_{хв})$$

Це рівняння вирішують щодо шуканої ентальпії газів за пароперегрівом:

$$I''_{не} = 8054,7 - \frac{1256}{0,988} + 0,03 \cdot 99,275 = 6780,4 \text{ ккал / кг}$$

Отримане значення ентальпії газів за пароперегрівом дозволяє визначити температуру димових газів за ним $v_{пе}'' = 485,32^{\circ}\text{C}$;

Теплосприйняття повітропідігрівників визначають за рівнянням теплового балансу робочого тіла (повітря), т. к. температура гарячого повітря (після повітропідігрівників) задана. Теплосприйняття повітропідігрівників залежить від схеми підігріву повітря. Теплосприйняття повітропідігрівників визначаємо:

$$Q''_{\dot{a}i} = \left(\beta''_{\dot{a}i} + \frac{\Delta\alpha_{\dot{a}i}}{2} + \beta_{D\ddot{o}} \right) \cdot (I''_{\dot{a}\dot{a}} - I''_{\dot{a}})$$

де $I''_{гв}$ знаходимо по $t_{гв}=200^{\circ}\text{C} \Rightarrow I''_{гв}=664$ ккал/кг;

$I_{\text{в}}^0$ знаходимо по $t'_{\text{в}}=60^{\circ}\text{C} \Rightarrow I_{\text{в}}^0=198,16$ ккал/кг.

$\beta''_{\text{вп}}$ – відношення обсягу повітря за повітряпідігрівниками до теоретично необхідного:

$$\beta''_{\text{вп}} = \alpha''_m - \Delta\alpha_m = 1,1 - 0,05 = 1,05$$

Відношення обсягу рециркуляції в ВЗП гарячого повітря до теоретично необхідного:

$$Q_{\text{вп}}^{\bar{o}} = \left(1,05 + \frac{0,06}{2} + 0,238 \right) \cdot (664 - 198,16) = 613,98 \text{ ккал / кг};$$

Теплосприйняття повітропідігрівників по теплоносія (продуктам згоряння) має вигляд:

$$Q_{\text{вп}}^{\bar{o}} = \varphi \cdot (I''_{\text{эк}} - I_{\text{yx}} + \Delta\alpha_{\text{вп}} \cdot I_{\text{прс}}^o);$$

Рівняння рішаємо овідносно $I''_{\text{эк}}$:

$$I''_{\text{эк}} = I_{\text{yx}} + \frac{Q_{\text{вп}}^{\bar{o}}}{\varphi} - \Delta\alpha_{\text{вп}} \cdot I_{\text{прс}}^o$$

де I_{yx} – ентальпія газів, що відходять, знаходимо по $t_{\text{yx}}=150^{\circ}\text{C} \Rightarrow$

$I_{\text{yx}}=576,4$ ккал/кг;

$I_{\text{прс}}^o$ – ентальпія теоретичного об'єму повітря, при температурі присмоктування повітря

$$t_{\text{прс}} = (t_{\text{гв}} + t_{\text{в}}^I) / 2 = (200 + 60) / 2 = 130^{\circ}\text{C} \Rightarrow I_{\text{прс}} = 430,2 \text{ ккал / кг};$$

$$I''_{\text{эк}} = 576,4 + \frac{613,98}{0,988} - 0,06 \cdot 430,2 = 1172 \text{ ккал / кг};$$

Отримане значення ентальпії газів за економайзером дозволяє визначити температуру димових газів за ним $\upsilon_{\text{ек}}'' = 216,7^{\circ}\text{C}$;

Теплосприйняття водяного економайзера визначають за рівнянням теплового балансу теплоносія (димових газів):

$$Q_{\text{эк}}^{\delta} = \varphi \cdot (I_{\text{не}}'' - I_{\text{эк}}'' + \Delta\alpha_{\text{эк}} \cdot I_{\text{хв}}^{\circ}) = 0,988 \cdot (6780,4 - 1172 + 0,08 \cdot 99,275) = 5548,9 \text{ ккал / кг};$$

Визначаємо нев'язку теплового балансу парового котла:

$$\begin{aligned} \Delta Q^{\delta} &= Q_p^p \cdot \eta_{\text{нк}} - (Q_l + Q_{\phi}^{\delta} + Q_{\text{не}}^{\text{кб}} + Q_{\text{эк}}^{\delta}) \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) = \\ &= 4138,44 \cdot 0,988 - (1034,5 + 327,7 + 316,8 + 554,9) \cdot 0,01 = 18,55 \text{ ккал / кг}; \end{aligned}$$

$$0,5 \cdot \frac{Q_p^p}{100} = \frac{0,5 \cdot 4138,44}{100} = 20,69 > 18,55$$

Розрахунок виконано правильно.

2.8 Повірно-конструктивний розрахунок пароперегрівача

Метою повірно-конструктивного розрахунку пароперегрівача є визначення його поверхні нагрівання при відомих теплосприйняттю, конструктивних розмірах і характеристиках. Теплосприйняття пароперегрівача визначено раніше, конструктивні розміри і характеристики поверхні задані кресленням. Рішенням рівняння теплопередачі визначають необхідну (розрахункову) величину поверхні нагрівання пароперегрівача, порівнюють її із заданою за кресленнями і приймають рішення про внесення конструктивних змін в поверхню.

Доцільність поділу пароперегрівача на щаблі зазвичай визначають характером взаємного руху середовищ (газів і пари) і розміщенням між ступенями пароохолоджувача. Нумерація ступенів ведеться по ходу газу.

Таблиця 2.9 - Конструктивні розміри і характеристики пароперегрівача.

Найменування	Поз.	Одиниця	Номер ступеня по ходу газу		Весь пароперегрівач
			1	2	
Зовнішній діаметр труб	d	м	0,038	0,038	0,038
Внутрішній діаметр труб	d _{вн}	м	0,032	0,032	0,032
Кількість труб в ряду	Z ₁	шт.	40	40	-
Кількість рядів по ходу газів	Z ₂	шт.	6	24	30
Середній поперечний крок труб	S ₁	м	0,11	0,11	0,11
Середній вздовжній крок труб	S ₂	м	0,11	0,087	0,095
Середній відносний поперечний крок	S ₁ /d	-	2,89	2,89	2,89
Середній відносний продольний крок	S ₂ /d	-	2,89	2,29	2,50
Розташування труб	-	-	коридорне		-
Характер взаємного руху середовищ	-	-	змішане		-
Довжина труби змійовика	l	м	19,5	34,2	-
Поверхня, що примикає до стіни	F _{ст} *x	м ²	3,556	7,84	11,41
Поверхня нагріву	H	м ²	96,63	171,15	267,78
Висота газохода на вході	a'	м	3,875	2,15	-
Висота газохода на виході	a''	м	3,325	1,875	-
Ширина газохода	B	м	4,4	4,4	4,4
Площа живого перерізу для прохода газів на вході	F'	м ²	11,73	7,142	-
Площа живого перерізу для прохода газів на виході	F''	м ²	9,918	5,932	-
Середня площа перерізу для прохода газів	F _{ср}	м ²	10,624	6,537	7,59
Середня ефективна товщина випромінюючого шару	S	м	-	-	0,281
Глибина газів, об'єма до пучка	l _{об}	м	0,45	1,125	1,575
Глибина пучка	l _п	м	0,55	2	2,55
Кількість змійовиків, що включені паралельно за парою	m	шт.	40	40	40
Живий переріз для проходу пари	f	м ²	0,032	0,032	0,032

Поверхня нагріву для кожного ступеня пароперегрівача визначають по зовнішньому діаметру труб, повній довжині змійовика (з урахуванням вигинів) l_i і числу труб в ряду (поперек газоходу) Z_1 . В неї також включається поверхню труб, що примикають до обмуровування, що називають додатковою, яку визначають як добуток площі стіни (стелі) $F_{ст}$, зайнятої цими трубами, на кутовий коефіцієнт x , що визначається за номограмами на підставі співвідношень S_1/d і e/d причому $e/d \cong r/d = 0,5 \Rightarrow x = 0,7$.

Таким чином, з урахуванням особливостей конструкції пароперегрівачів поверхню нагріву кожного ступеня визначаємо за формулою:

$$H_i = \pi \cdot d_i \cdot Z_1^i \cdot l_i + F_{ст i} \cdot X$$

Глибину газового обсягу до пучка в кожному ступені і глибину пучка ступені визначають за рекомендаціями і кресленням.

Поперечний крок у межах кожного ступеня не змінюється і тому збігається із середнім його значенням. За середнім значенням кроків для пароперегрівача та середньому діаметру знаходимо ефективну товщину випромінюючого шару:

$$S = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4 \cdot S_1^{cp} \cdot S_2^{cp}}{\pi \cdot d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,11 \cdot 0,095}{3,1415 \cdot 0,038^2} - 1 \right) = 0,281 \text{ м}$$

Площа живого перетину для проходу газів на вході і виході визначаємо за формулою:

$$F_i = a_i \cdot b - d_i \cdot Z_1^i \cdot l_{i \text{ пр}};$$

Площа середнього живого перетину для проходу газів пароперегрівники в цілому отримуємо:

$$F^{cp} = \frac{H_1 + H_2}{\frac{H_1}{F_1^{cp}} + \frac{H_2}{F_2^{cp}}} = \frac{96,63 + 171,15}{\frac{96,63}{10,624} + \frac{171,15}{6,537}} = 7,59 \text{ м}^2$$

Площа середнього живого перетину для проходу пари для кожного ступеня пароперегрівача:

$$f_i = m_i \cdot \frac{\pi \cdot d_{i \text{ вн}}^2}{4};$$

Нев'язка:

$$(H_{\text{ПЕ}} - H_{\text{ПЕ}}) \cdot 100 / H_{\text{ПЕ}} = (368 - 171,15) \cdot 100 / 368 = 53,59\% > 2\%$$

Вносимо конструктивні зміни. Так як в «здвоєній» петлі змійовиків чотири ряди труб, то

$$n = (H_p - H) / 4\pi d_2 Z_1^2 a^2 = (368 - 171,15) / (4 * 3,1415 * 0,038 * 40 * 2,15) = 4,79$$

$$n = 5 \text{ шт.}$$

2.9 Повірно-конструктивний розрахунок хвостових поверхонь нагріву

Розрахунок водяного економайзера.

Весь розрахунок економайзера зводиться до правильного зняття розмірів з креслення. Розміри та інші конструктивні характеристики наведені в таблиці 2.10.

Тиск води перед водяним економайзером для парових котлів середнього тиску приймаємо $P_{ек}' = 1,08 \cdot P_6$.

Площа живого перетину для проходу газів в економайзері при поперечному омивання його газами визначаємо за формулою:

$$F_r = a \cdot b - Z_1 \cdot d \cdot l_{пр} = 1,26 \cdot 4,4 - 15 \cdot 0,032 \cdot 4,35 = 3,456 \text{ м}^2;$$

де $l_{пр}$ - довжина проекції ряду труб на площину перерізу, м;

Площа живого перетину для проходу води:

$$f = m \cdot \frac{\pi \cdot d_{ен}^2}{4} = 30 \cdot \frac{3,1415 \cdot 0,026^2}{4} = 0,0159 \text{ м}^2;$$

Поверхня нагріву економайзера:

Нев'язка:

$$H = \pi \cdot d \cdot l \cdot m = 3,14 \cdot 0,032 \cdot 87,58 \cdot 30 = 264,14 \text{ м}^2;$$

$$(H_{п_эко} - H_{эко}) * 100 / H_{п_эко} = (285 - 264,14) * 100 / 285 = 7,3\% > 2\%$$

Вносимо конструктивні зміни.

Потрібна довжина зміювика:

$$l^p = H^p_{\text{эко}} / \pi d m = 285 / 3,1415 * 0,032 * 30 = 94,5 \text{ м}$$

Число рядів труб:

$$Z_2^p = 2l^p / (l_1 + \pi S_2) = 2 * 94,5 / (4,2 + 3,1415 * 0,06) = 44 \text{ шт.}$$

Таблиця 2.10 - Конструктивні характеристики економайзера.

Наименование величин	Обозначение	Единица	Величина
Зовнішній діаметр труб	d	м	0,032
Внутрішній діаметр труб	d _{вн}	м	0,026
Число труб в ряду	z ₁	шт.	15
Число рядів труб по ходу газів	z ₂	шт.	40
Поперечний шаг труб	S ₁	м	0,08
Подовжний шаг труб	S ₂	м	0,06
Відносний поперечний шаг	S ₁ /d	-	2,5
Відносний подовжний шаг	S ₂ /d	-	1,875
Розташування труб	-	-	шахматное
Характер руху середовищ	-	-	противоток
Довжина горизонтальної частини петлі зміювиків	l ₁	м	4,2
Довжина проєкції одного ряду труб на горизонтальну площу перетину	l _{пр}	м	4,35
Довжина труби зміювика	l	м	87,58
Поверхня нагріву економайзера (по кресленню)	H _{эк.ч.}	м ²	264,14
Глибина газоходу	a	м	1,26
Ширина газоходу	b	м	4,4
Площа живого перетину для проходу газів	F _z	м ²	3,456
Ефективна товщина шару, що випромінює	S	м	0,143
Сумарна глибина газових об'ємів до пучків	l _{об}	м	2,9
Сумарна глибина пучків труб	l _п	м	2,28
Кількість зміювиків, підключених паралельно по воді	m	шт.	30
Живий перетин для проходу води	f	м ²	0,0159

Висота пакета водяного економайзера:

$$h'_{\text{эко}} = (Z_2^k - 1) * S_2 = (44 - 1) * 0,06 = 2,58 \text{ м}$$

Отже, водяний економайзер складається з двох пакетів по 1,29 м, відстань між пакетами - 0,5 м. Висота газоходу для розміщення економайзера:

$$h_{\text{эко}} = 2,58 + 0,5 = 3,08 \text{ м}$$

2.10 Розрахунок повітропідігрівача

Розрахунок повітряного підігрівача.

Весь розрахунок повітропідігрівників зводиться до правильного зняття розмірів з креслення. Розміри та інші конструктивні характеристики наведені в таблиці 2.11.

Трубчасті повітропідігрівачі, як правило, виконуються з вертикальним розташуванням труб в газоході, всередині яких рухаються гази, а повітря омиває шахово розташований пучок труб зовні, омивання поперечне; взаємне рух середовищ характеризується перехресним струмом. Число ходів повітря не менше двох.

Розрахунково визначимо число труб, включених паралельно по газах:

$$Z_0 = Z_1 \cdot Z_2 = 56 \cdot 29 = 1624$$

Площа живого перетину для проходу газу:

$$F_2 = Z_0 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} = 1624 \cdot \frac{3,1415 \cdot 0,037^2}{4} = 1,746 \text{ м}^2;$$

Площа живого перетину для проходу повітря (за заданою заводської конструкції):

$$F_6 = h_x \cdot (b - Z_1 \cdot d) = 1,8 \cdot (3,4 - 56 \cdot 0,04) = 2,088 \text{ м}^2;$$

Таблиця 2.11 - Конструктивні розміри і характеристики повітропідігрівників.

Найменування	Позн.	Одиниця	Величина
Зовнішній діаметр труб	d	м	0,04
Внутрішній діаметр труб	d _{вн}	м	0,037
Кількість труб в ряду (поперек руху повітря)	z ₁	шт.	56
Кількість рядів труб на шляху повітря	z ₂	шт.	29
Поперечний крок труб	S ₁	м	0,06
Продольний крок труб	S ₂	м	0,044
Відносний поперечний крок	S ₁ /d	-	1,5
Відносний поздовжній крок	S ₂ /d	-	1,1
Розташування труб	-	-	шахове
Характер омивання труб газами	-	-	продольне
Характер омивання труб повітрям	-	-	повздовж
Число труб, включене паралельно по газам	z ₀	шт.	1624
Площа живого перетину для проходу газів	F _Г	м ²	1,746
Ширина повітропідігрівників по ходу повітря	B	м	3,4
Висота одного ходу по повітрю (заводська)	h _х	м	1,8
Площа живого перетину для проходу повітря (заводська)	F _В	м ²	2,088
Поверхня нагріву ВЗП	H _{вп}	м ²	707,13

Поверхня нагріву ВЗП:

$$\dot{I}_{ai} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot h_{\text{од}} \cdot Z_0 = 3,14 \cdot \frac{0,04 + 0,037}{2} \cdot 2 \cdot 1,8 \cdot 1624 = 707,13 \text{ м}^2;$$

Нев'язка:

$$(H_{\text{взп}}^{\text{р}} - H_{\text{взп}}) \cdot 100 / H_{\text{взп}}^{\text{р}} = (920 - 707,13) \cdot 100 / 920 = 23\% > 10\%$$

Вносимо зміни:

Середній діаметр труб:

$$d_{\text{ср}} = (d + d_{\text{вн}}) / 2 = (0,04 + 0,037) / 2 = 0,0385 \text{ (м)}$$

Загальна висота ВЗП:

$$h_0 = H_{\text{ВЗП}}^p / Z_0 \pi d_{\text{ср}} = 920 / (1624 * 3,1415 * 0,0385) = 4,68 \text{ (м)}$$

Кількість ходів $n=3$ шт.

Висота одного ходу:

$$h_x^p = h_0 / n = 4,68 / 3 = 1,56 \text{ (м)}$$

2.11 Розрахунок техніко - економічних показників котельні

Відпуск теплоти, МВт

$$Q_{\text{ГВП}} = 2,71.$$

Кількість теплоти отриманої при згоранні палива у котельній установці,
МВт

$$Q_z = \frac{2,71}{0,989} = 2,74.$$

Витрата умовного палива, кг/с

$$V_{\text{у.т.}} = \frac{2,74}{29,3} = 0,094.$$

Вартість витрачаємого палива, грн/с

$$C_{\text{у.т.}} = 0,094 \cdot 6,820 = 0,637.$$

Питома витрата умовного палива, кг/МДж

$$b_{\text{п}} = \frac{0,094}{2,71} = 0,037.$$

Отримані дані порівнюємо з техніко - економічними показниками пароводогрійної котельні:

а) питома кількість теплоти отриманої при згоранні палива у котельній установці зменшилося на, %

$$Q_3 = \frac{3,01 - 2,74}{3,01} \cdot 100 = 8,97;$$

б) щосекундна витрата умовного палива зменшилася на, %

$$B_{\text{у.т.}} = \frac{0,103 - 0,094}{0,103} \cdot 100 = 8,74;$$

в) вартість витрачаємого палива зменшилася на, %

$$C_{\text{у.т.}} = \frac{0,702 - 0,637}{0,702} \cdot 100 = 9,26.$$

Це дає нам змогу побачити, що майже на 9 % покращилися всі техніко-економічні показники.

Річна економія коштів складе, грн

$$\mathcal{E} = 0,637 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 364 = 20033395,2.$$

Капітальні витрати складаються з вартості котла, та вартість вакуумного деаератора, грн

$$K = K_{\kappa} + K_{\delta},$$

$$K = 160000 + 30500 = 190500.$$

Коефіцієнт дисконтування

$$K_D = \frac{1}{(1+r)^i},$$

де r - рівень дисконту у формі десяткового числа (дисконтна ставка);
 i - порядковий номер року експлуатації.

$$K_D = \frac{1}{(1+0,18)^0} = 1.$$

Приведена вартість вигод, грн

$$PV = \sum_{j=1}^n \frac{E_j}{(1+r)^j},$$

де E - річна економія коштів, грн/рік

$$ПСВ = 2003339,2 \cdot 1 = 20033395,2.$$

Чиста приведена вартість нового котла, грн

$$ЧПС =$$

де K - капітальні вкладення, грн

$$ЧПС = 20033395,2 - 190500 = 19842895,2.$$

Для усіх років розраховується аналогічно, результати заносимо в таблицю 2.12.

Таблиця 2.12 - Розрахунок ПСВ

Рік	К,грн	Э, грн/рік	Кд	ППН	ПСВ
0	190500		1	-190500	
1	0	2003395	0,847458	1697793	9193931
2	0	2003395	0,718184	1438807	
3	0	2003395	0,608631	1219328	
4	0	2003395	0,515789	1033329	
5	0	2003395	0,437109	875702,5	
6	0	2003395	0,370432	742120,8	
7	0	2003395	0,313925	628915,9	
8	0	2003395	0,266038	532979,6	
9	0	2003395	0,225456	451677,6	
10	0	2003395	0,191064	382777,6	

3 ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1 Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Котельня розташована в м. Запоріжжя. У котельній встановлена велика кількість устаткування (тепловикористованого, електричного), комунікацій (газопроводи, трубопроводи гарячої води, електричні мережі), які є джерелами шкідливих і небезпечних виробничих чинників, такими як:

- а) підвищена загазованість повітря робочої зони;
- б) підвищена температура поверхні обладнання і повітря робочої зони;
- в) підвищений рівень шуму і вібрації на робочому місці;
- г) підвищена вологість і рухливість повітря;
- д) недостатня освітленість робочих місць.

Різні сполучення цих параметрів створюють дискомфортні умови, що не відповідають оптимальним умовам для теплообміну тіла людини з навколишнім середовищем без напруги терморегуляції організму.

Допоміжне обладнання котельні включає велику кількість електродвигунів різної потужності: димососи, дуттьові вентилятори, мережеві та підживлюючий насоси, насоси вихідної води, механізми електричні однооборотні (МЕВ) у системі автоматизації. Живлення цих машин здійснюється від електромережі напругою 220 В і 380 В, яке є небезпечним для життя.

Робота перерахованого вище обладнання, а також пульсація потужного факела в топці котла при спалюванні палива, створюють в котельному залі шум і вібрацію, які не перевищують гранично – допустимі значення 80 дБ - для шуму і 60 дБ - для вібрації. Ці фактори впливають на людину, що знаходиться тільки поблизу даного обладнання, тобто вплив короткочасний, але воно негативно впливає на опорно - руховий апарат і слух людини.

Незважаючи на ефективну теплоізоляцію котлів, трубопроводів гарячої води і газопроводів, в приміщенні виділяється надлишкове тепло ($\sim 23 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$),

що створює в теплий період року в залі котельні підвищену температуру (до 28-30°C), і утрудняє віддачу тепла людським тілом при фізичній роботі в данному приміщенні. Характеристика шкідливих речовин, що використовуються у виробничому приміщенні наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Характеристика шкідливих речовин, що використовуються у виробничому приміщенні

Назва шкідливої речовини або матеріалу	Гранично допустима концентрація шкідливих речовин, мг/м ³	Перша допомога під час отруєння
Пил нетоксичний	0,1	Промивання уражених ділянок тіла, зволоження робочих місць, чай або вода
Шкідливі гази (метанол)	1,0	Свіже повітря, промивання шлунка, дезінфекція розчином марганцівки, молоко, чай
Оксиди азоту	0,06	Свіже повітря, чай або кава

3.2 Заходи з поліпшення умов праці

Захист від шкідливих речовин (токсичних газів) здійснюється, перш за все, дотриманням правил експлуатації котлів. Необхідно аби пальники були справні, коефіцієнт витрати повітря відповідав заданому, розрідження в топці підтримувалося на належному рівні.

Для запобігання виникненню аварійної ситуації котли оснащені приладами контролю, захисту і сигналізації. Автоматика безпеки спрацьовує при згасанні факела, при падінні тиску газу нижче за допустиме значення, при відключенні димососа і припиненні тяги, при відключенні дуттьового вентилятора.

Для захисту від вибуху при підвищенні тиску в пароводяному тракті встановлюються два запобіжні клапани імпульсного типу. Один з клапанів є контрольним, інший – робочим. Контрольний запобіжний клапан відкривається при підвищенні тиску на 2 % вище розрахункового. Якщо тиск продовжує підвищуватися, відкривається робочий клапан. Він спрацьовує при тиску на 10 % вище розрахункового.

Для запобігання витоку газу через зварні з'єднання і запорну арматуру, газопроводи проходять випробування на герметичність.

Боротьба з шумом і вібрацією, що виникають при роботі пальників, полягає в їх надійному кріпленні. Конструкція пальників повинна забезпечувати плавний вхід потоку і зіткнення повітряного і газового струменів під можливо меншим кутом і з близькими швидкостями.

Зниження рівня шуму забезпечується об'ємно - планувальними рішеннями: вживанням дистанційного керування, відділенням приміщення для обслуговуючого персоналу від котельного залу цегельною стіною.

Зниження рівня вібрації досягається установкою димососів і дуттьових вентиляторів на віброізолювані фундаменти в окремих приміщеннях.

Захист від теплового випромінювання: котельні агрегати, трубопроводи пари, пароводяні підігрівачі, є джерелом надлишкових виділень тепла. В цілях профілактики теплових травм, температура зовнішніх поверхонь технологічного обладнання або огорожувальних його конструкцій повинна мати теплову ізоляцію.

3.3 Виробнича санітарія

Опалювання котельні водяне з ребристими трубами, радіаторами.

Опалення передбачається тільки в деяких приміщеннях:

- а) операторській;
- б) лабораторії ХВО;
- в) слюсарні;
- г) кабінеті старшого майстра;
- д) начальника дільниці.

Підтримання необхідної температури в котельні здійснюється за рахунок тепловиділень працюючого технологічного обладнання.

Метеорологічні умови в робочій зоні виробничих приміщень з категорією роботи Пб (до категорії П б належать роботи, що виконуються стоячи, пов'язані з ходінням, переміщенням невеликих до 10 кг вантажів та супроводжуються помірним фізичним напруженням) приймаються наступні [5] і занесені до таблиці 3.2.

Таблиця 3.2- Допустимі метеорологічні умови

Чинники	Для холодного і перехідного періоду	Для теплого періоду
Допустима температура, °С	+17 - +19	+20 - +22
Відносна вологість повітря, %	≤75	≤75
Швидкість руху повітря, м/с	0,4	0,2
Температура повітря поза постійних робочих місць, °С	+13 - +26	-

Видалення повітря передбачається через дефлектори, розташовані в перекритті котельні. Приплив повітря здійснюється в нижню зону приміщення через віконні отвори. У зимовий час повітрообмін здійснюється за допомогою дуттєвих вентиляторів, які відбирають повітря з котельні повітрязабірними пристроями, розташованими під перекриттям.

Природна освітленість котельної забезпечується через віконні отвори в зовнішніх стінах. Проте, нормальна освітленість в таких виробництвах, як котельна, може бути забезпечена тільки при сумісному освітленні.

Проектом передбачено робоче освітлення котельною напругою ~ 220 В і ремонтне- напругою ~ 12 В. Для аварійного освітлення передбачений переносний акумуляторний ліхтар. Освітленість котельні складає 30 лк. Карта умов праці робітників котельної представлена в таблиці 3.3.

3.4 Електробезпека

На котельній використовується однофазна мережа для живлення зовнішнього та внутрішнього освітлення з напругою ~ 220 В, а також трьохфазна ~ 380 В для живлення агрегатів. Використовується система з глухо заземленою нейтраллю для обладнання на 0,4 кВт (електродвигуни насосів, вентиляторів, димососів) та захисту людини від ураження електричним струмом. Захист обладнання від короткого замикання здійснюється за допомогою автоматів, а від перевантаження - тепловими реле.

Згідно вимог [7] передбачено аварійне освітлення, яке включається у разі аварії і живиться від автономної електростанції потужністю 4 кВт. В якості засобів індивідуального захисту від ураження електричним струмом в електромережах з напругою до 1000 В використовують: діелектричні рукавички, інструмент з ізольованими рукоятками, покажчики напруги, діелектричні калоші, гумові килимки, ізолюючі підставки.

За ступенем небезпеки ураження людей електричним струмом приміщення котельні відносяться до приміщень особливо небезпечних. Воно

характеризується наявністю в ньому наступних умов, що створюють особливу небезпеку:

- а) струмопровідний пил;
- б) струмопровідні підлоги;
- в) висока температура;
- г) можливість одночасного дотику людини з землею

металоконструкцій, технологічним апаратам, механізмам, зодного боку, і до металевих корпусів електрообладнання – з іншого.

Безпека електроустаткування забезпечується:

- а) ізоляцією струмоведучих частин та їх закриттям;
- б) блокуванням апаратів для запобігання помилкових операцій за допомогою автоматичних вимикачів АЕ2000, заземленням корпусів електрообладнання та елементів установок, які можуть виявитися під напругою.

Таблиця 3.3- Карта умов праці робітників котельної станції

Чинники виробничого середовища і трудового процесу	Нормативне значення	Фактичне значення	III клас: шкідливі і небезпечні умови			Триалість дії чинників в за зміну %
			I ступінь	II ступінь	III ступінь	
Шкідливі хімічні речовини, мг/м ³						
NO ₂	5	4,7	-	-	-	100
CO	20	14	-	-	-	100
SO ₂	10	9	-	-	-	100
SO ₃	1	0,6	-	-	-	100
Пил, переважно фіброгенної дії, мг/м ³	4	2,6	-	-	-	90,8
Температура повітря, °C	17-22	20-22	-	-	-	100
Відносна вологість повітря, %	≤75	65-70	-	-	-	100
Швидкість руху повітря, м/с	≤0,5	0,3-0,4	-	-	-	100
Шум, дБА	80	37	-	-	-	20,83
Інфразвук, дБ	80	77	-	-	-	100
Ультразвук, дБ	-	-	-	-	-	-

Всі металеві частини електрообладнання, що не знаходяться під напругою, приєднуються до заземлювального контуру. Заземлення електроприймачів виконується сталевими трубами електропроводки, опір заземлюючого пристрою не повинен перевищувати 4 Ом. На проводах комутаційних апаратів повинні бути чітко вказані положення «включено» і «вимкнено».

Для запобігання подачі напруги до місця роботи внаслідок трансформації, слід відключити всі пов'язані з підготовленим до ремонту електроустаткуванням силові, вимірювальні і різні спеціальні трансформатори, з боку як високої, так і низької напруги. Відключення повинно проводитися таким чином, щоб виділені для виконання роботи частини електроустаткування були з усіх боків відокремлені від струмоведучих частин, що знаходяться під напругою, комутаційними апаратами або зняттям запобіжників. На місці роботи повинні бути відключені струмопровідні частини, на яких проводяться роботи. Доступні дотику струмопровідні частини можна не відключати лише в тому випадку, якщо вони будуть огорожені ізолюючими накладками. З фасадної і задньої сторони щита шафи станції управління та шафи сигналізації повинні бути діелектричні гумові доріжки. Забороняється застосовувати невипробувані захисні засоби, термін чергового випробування яких закінчився. На

електроприводах, що мають автоматичне або дистанційне включення, має бути напис: «Увага - включається автоматично!», «Увага – включається дистанційно!».

3.5 Пожежна безпека

Приміщення котельної відноситься до категорії Г- пожежонебезпечної, оскільки в технологічних агрегатах (котлах) спалюється природний газ як паливо.

Категорії виробничих і складських приміщень і міри вогнестійкості будівель приведені в таблиці 3.4. У забезпеченні пожежної безпеки велику

роль грає пожежна профілактика – система організаційних заходів, що проводяться з метою попередження пожеж, створення умов для евакуації людей з будівель, що горять, і швидкого гасіння пожеж.

Таблиця 3.4 – Характеристика пожежної безпеки основних об'єктів котельної

Будівля (приміщення)	Категорія	Ступінь вогнестійкості
Котельний зал	Г	Ша
Приміщення хімводоочистки	Д	Ш
Матеріальний склад	В	П
Газорозподільний пункт	А	П

Відповідальність за дотримання необхідного протипожежного режиму і своєчасне виконання протипожежних заходів покладається на майстра котельні. На підставі типових правил пожежної безпеки для промислових підприємств повинна бути розроблена і вивішена на видному місці цехова протипожежна інструкція.

Попередження виникнення в електричних мережах аварійних режимів (коротких замикань, перевантажень) здійснюється за допомогою спеціальних апаратів захисту – плавких запобіжників, автоматичних вимикачів, реле. Апарати захисту встановлюються в окремих пожежобезпечних приміщеннях для розподільних пристроїв і приладів.

Зовнішнє пожежогасіння здійснюється від пожежного гідранта. Внутрішній пожежний водопровід для будівель категорії Г міри вогнестійкості Ша не передбачений [22].

Котельні рекомендується оснащувати наступними вогнегасниками: пінні або водні, ємкістю 10 л – 2 шт. на 1800 м² площі ; порошкові, ємкістю 5 л - 2 шт. на 800 м² ; вуглекислотні, ємкістю 5 або 8 л - 2 шт. на 1800 м² [13].

Площа, займана котельною, складає близько 300 м². Виходячи з цього, приймаємо до установки на ділянці наступні вогнегасники: пінні для повітря ОВП-10.01 – 1 шт., порошкові ОП-5-01 з порошком ПСБ – 1 шт., вуглекислотні ОУ-5 – 1 шт.

Для евакуації персоналу на випадок пожежі передбачені 4 евакуаційних виходи в протилежних кінцях будівлі.

Блискавкозахист (грозозахист, грозозахист, захист від блискавки) - це комплекс заходів і спеціальних пристосувань для забезпечення безпеки будівлі, а також майна і людей тих, що знаходяться в ній. Згідно з діючим Національним стандартом України [20], блискавкозахист будівель підрозділяється на зовнішній і внутрішній. Зовнішній блискавкозахист - сукупність заходів для захисту від прямого удару блискавки. Система блискавкозахисту складається з блискавкоприймача (громовідвід), струмовідводу, заземлюючого пристрою.

Внутрішній блискавкозахист - сукупність заходів щодо захисту від вторинних проявів блискавки (захист від перенапружень). Внутрішній блискавкозахист повинен вирівняти потенціали на металевих частинах будинку (електропроводка, труби, кабелі та ін.) за допомогою ОПН (обмежувач перенапружень, розрядник, УЗП).

3.6 Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ)

Для персоналу котельної передбачені наступні засоби індивідуального захисту [14]:

- а) - спецодяг групи Т;
- б) - рукавиці з парусини з просоченням ОП;
- в) - респіратор ШБ-1 «Пелюстка»;
- г) - протигази, що фільтрують, з коробками СО, М.

3.7 Розрахунок ізоляції котла

Температура зовнішньої стінки приймаємо не вище $t_3 = 55 \text{ }^\circ\text{C}$.

Відстань від екрану до обмурування, м

$$l = 0,5 \cdot d,$$

де d – діаметр труб, прийнятий конструктивно, м.

$$l = 0,5 \cdot 0,051 = 0,0255.$$

Ступінь чорноти факела приймаємо $\varepsilon_1 = 0,352$.

Температура на виході з топки, К

$$T = t_r + 273,$$

де $t_r = 1091,4$ - температура на виході з топки у режимі природній газ, $^\circ\text{C}$.

$$T = 1091,4 + 273 = 1364,4.$$

Адіабатична температура, К

$$T_a = t_a + 273,$$

де $t_a = 1785,4$ - адіабатна температура у режимі природній газ, $^\circ\text{C}$.

$$T_a = 1785,4 + 273 = 2058,4.$$

Середня температура факела, К

$$T_1 = \sqrt{T \cdot Ta},$$

$$T_1 = \sqrt{1364.4 \cdot 2058.4} = 1675.85.$$

Температура стінки екрану труби, К

$$T_2 = (t_n + 60) + 273,$$

$$T_2 = (194,1 + 60) + 273 = 527,1.$$

Ступінь чорноти топки приймаємо $\varepsilon_2 = 0,460$.

Визначається допоміжний параметр а

$$a = \frac{S}{d},$$

де S – крок труб.

$$a = \frac{55}{51} = 1,078.$$

Допоміжний параметр С

$$C = \frac{2 \cdot l}{d},$$

$$C = \frac{2 \cdot 0,0255}{0,055} = 1.$$

Кутовий коефіцієнт між обмуровуванням і факелом

$$\varphi_{A1} = \frac{a\sqrt{a^2 + c^2} - 1 - c}{a^2 + c^2},$$

$$\varphi_{A1} = \frac{1,078\sqrt{1,078^2 + 1^2 - 1 - 1}}{1,078^2 + 1^2} = 0,075,$$

$$\varphi_{A2} = 1 - \varphi_{A1},$$

$$\varphi_{A2} = 1 - 0,075 = 0,925.$$

Максимальна температура вогневої поверхні обмуровування, К

$$T_{\max} = \sqrt[4]{\frac{\varphi_{A1} \cdot \varepsilon_1 \cdot T_1^4 + \varphi_{A2} \cdot \varepsilon_2 \cdot T_2^4}{\varphi_{A1} \cdot \varepsilon_1 + \varphi_{A2} \cdot \varepsilon_2}},$$

$$T_{\max} = \sqrt[4]{\frac{0,075 \cdot 0,352 \cdot 1675,85^4 + 0,925 \cdot 0,460 \cdot 527,1^4}{0,075 \cdot 0,352 + 0,925 \cdot 0,460}} = 859.$$

Максимальна температура вогневої поверхні обмуровування, °С

$$t_{\max} = T_{\max} - 273,$$

$$t_{\max} = 859 - 273 = 586.$$

Середнє кутове відношення між факелом і трубами, приймається
 $\bar{\varphi} = 0,97$ [21].

Середня температура вогневої поверхні, К

$$T_3 = \sqrt[4]{\frac{(1 - \bar{\varphi}_{12}) \cdot \varepsilon_1 \cdot T_1^4 + \bar{\varphi}_{12} \cdot \varepsilon_2 \cdot T_2^4}{(1 - \bar{\varphi}_{12}) \cdot \varepsilon_1 + \bar{\varphi}_{12} \cdot \varepsilon_2}},$$

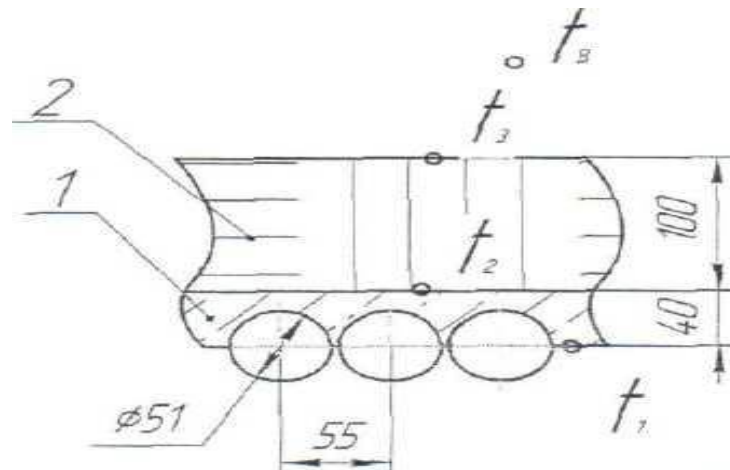
$$T_3 = \sqrt[4]{\frac{(1 - 0,97) \cdot 0,352 \cdot 1675,85^4 + 0,97 \cdot 0,460 \cdot 527,1^4}{(1 - 0,97) \cdot 0,352 + 0,97 \cdot 0,460}} = 715.$$

Середня температура вогневої поверхні, °С

$$t_3 = T_3 - 273,$$

$$t_3 = 715 - 273 = 442.$$

Розрахунок товщини шару ізоляції ведеться по методиці [21]. Схема ізоляційних шарів приведена на рис. 3.1



1-шамотобетон на глиноземному цементі; 2 -мати мінераловатні.

Рисунок 3.1 - Схема ізоляційних шарів

Температура зовнішньої стінки ізоляції приймаємо $t_1 = 445$ °С

Зовнішня температура шамотобетона приймається з послідуочим уточненням $t_2 = 433$ °С.

Середня температура полотнів БСМКВ, °С

$$t_{cp1} = \frac{t_1 + t_2}{2},$$

$$t_{cp1} = \frac{445 + 433}{2} = 439.$$

Коефіцієнт теплопровідності шамотобетона, Вт/м·К

$$\lambda_1 = 0,7 + 0,00055 \cdot t_{cp1},$$

$$\lambda_1 = 0,7 + 0,00055 \cdot 439 = 0,941.$$

Зовнішня температура мінераловатних матів приймається $t_3 = 52,2$ °С з послідуочим уточненням.

Визначається середня температура мінераловатних матів, °С

$$t_{cp2} = \frac{t_2 + t_3}{2},$$

$$t_{cp2} = \frac{433 + 52,2}{2} = 242,6.$$

Коефіцієнт тепловіддачі повітря, Вт/(м²·°С)

$$\alpha_B = 8,4 + 0,06 \cdot (t_3 - t_{зп}),$$

де $t_{зп} = 25$ - температура зовнішнього повітря приймаємо, °С.

$$\alpha_B = 8,4 + 0,06 \cdot (52,5 - 25) = 10.$$

Термічний опір повітря, (м²·°С)/Вт

$$R_\epsilon = \frac{1}{\alpha_\epsilon},$$

$$R_\epsilon = \frac{1}{10} = 0,1.$$

Тепловий потік визначається, Вт/м²

$$q = \frac{t_3 - t_6}{R_6},$$

$$q = \frac{52,2 - 25}{0,1} = 272.$$

Розрахункова температура стінки ізоляції, °С

$$t_{2\partial} = t_1 - q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1},$$

де $\delta_1 = 0,04$ – товщина шамотобетону, м.

$$t_{2\partial} = 445 - 272 \cdot \frac{0,04}{0,941} = 433,4.$$

Розрахункова температура стінки ізоляції, °С

$$t_{3\partial} = t_2 - q \cdot \frac{\delta_2}{\lambda_2},$$

де $\delta_2 = 0,1$ - товщина мінераловатних матів, м;

$\lambda_2 = 0,071$ - коефіцієнт теплопровідності мінераловатних матів, Вт/(м·К).

$$t_{3\partial} = 433,4 - 272 \cdot \frac{0,1}{0,0714} = 52,5.$$

Прийнята товщина ізоляції забезпечить температуру на поверхні нижче допустимої.

ВИСНОВОК

В роботі вирішено актуальну технологічну задачу підвищення ефективності використання палива комунальної котельної, за умови заміни парових котлів водогрійними.

В результаті виконання даної роботи виконано перевірочний розрахунок парогенератора Е-35-40 (К-35-40), паливом для якого є вугілля. Визначили температури води, пари, повітря та продуктів згоряння на кордонах нагріву, ККД парогенератора, витрата палива.

Розрахункова нев'язка теплового балансу дорівнює – 3,5 %, що менше допустимого, значить розрахунок зроблений правильно.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Кузнєцов, Н.В. Тепловий розрахунок котельних агрегатів: Нормативний метод [Текст] / Н.В. Кузнєцов. – М.: Енергія, 1973. – 296 с.
2. Безгрешнов, А. Н. Розрахунок парових котлів у прикладах і задачах. Уч. посібник для вузів [Текст] / А.Н. Безгрешнов, Ю.М. Липів, Б.М. Шлейфер. – М.: Вища школа, 1991. – 240 с.
3. Кузнєцов, Н.В. Тепловой расчет котельных установок. Нормативный метод [Текст] / Н.В. Кузнєцов. - М: Энергия, 1973. – 324 с.
4. Мочан, С.И. Аэродинамический расчет котельных установок [Текст] / С.И. Мочан. - Л: Энергия, 1977. – 255 с.
5. Липов, Ю.М. Компоновка и тепловой расчет парогенератора [Текст] / Ю.М. Липов. – М: Энергия, 1975. – 266 с.
6. Частухин, В.И. Тепловой расчет промышленных парогенераторов [Текст] / В.И. Частухин.– К: Вища школа, 1980. – 184 с.
7. Макаров, В.Н. Методика поверочного теплового расчета парогенератора [Текст] / В.Н. Макаров.– М: МЭИ, 1976. – 52 с.
8. Балдіна, О.М. Гідравлічний розрахунок котельних агрегатів: Нормативний метод [Текст] / О.М. Балдіна, В.А. Локшина, Д.Ф. Петерсон. – М.: Енергія, 1978. – 256 с.
9. Бобровський, Р.С. Котельні установки малої потужності [Текст] / Р.С. Бобровський. – М.: Машгіз, 1961. – 331 с.
10. Нечаєв, Р.К. Автоматика і автоматизація виробничих процесів [Текст] / Р.К. Нечаєв. – К.: Вища школа, 1985. – 279 с.
11. Староверов, К.В. Справочник проєктувальника [Текст] / К.В. Староверов. - М.: Стройиздат, 1976. – 120 с.
12. Николаев, А.А. Справочник проєктувальника. Проектирование топков и печей [Текст] / А.А. Николаев. - М.: Стройиздат, 1965. – 236 с.

13. Файерштейн, Л.М. Довідник з автоматизації котелень [Текст] / Л.М. Файерштейн, Л.С. Этинген, Р.Р. Гохбойн. – М.: Вища школа, 1985. – 296 с.
14. Бузников, Е.Ф. Виробничі та опалювальні котельні [Текст] / Е.Ф. Бузников, К.Ф. Роддатис. – М.: Вища школа, 1984. – 248 с.
15. Староверов, К.В. Справочник проєктувальника [Текст] / К.В. Староверов. - М.: Стройиздат, 1976. – 120 с.
16. Николаев, А.А. Справочник проєктувальника. Проектирование топок и печей [Текст] / А.А. Николаев. - М.: Стройиздат, 1965. – 236 с.
17. Денисенко, Р.Ф. Охорона праці: Уч. посібник для інж.- екон. спец. Вузів [Текст] / Р.Ф. Денисенко. – М.: Вища школа, 1985. – 248 с.
18. Гаджієв, Р.В. Охорона праці в тепловому господарстві промислових підприємств: Уч. посібник для технікумів [Текст] / Р.В. Гаджієв, А.А. Вороніна. – М.: Енергія, 1980. – 224 с.
19. Оніщенко, Н.С. Охорона праці при експлуатації котельних установок [Текст] / Н.С. Оніщенко. – М.: Енергія, 1992. – 350 с.
20. ДНАОП 0.00-1-08.-94. Правила будови і безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів [Текст] – К: Стройиздат, 1995 – 12 с.
21. Прузнер, С.С. Правила пристрої і безпечної експлуатації судин, працюючих під тиском [Текст] / С.С. Прузнер. – М.: Металургія, 1971. – 45 с.
22. Нормативи чисельності робітників, що обслуговують парокотельные установки промислових підприємств [Текст] – М: Економіка, 1988 – 26 с.
23. Златопольський, Е.В. Економіка, організація і планування теплового господарства промислових підприємств: Підручник для технікумів [Текст] / Е. В. Златопольський. – М.: Енергія, 1979. – 376 с.
24. Plechec, L. Tepelny vypocet plynuteho vinuti transformatoru s prirodzenym obehem obeje [Text] / L. Plechec // Electrotechnic obz. — 1972— №1— P.5-10.

25. Petras, V. Teplotne pole olejoveha transformatora so zvitkovym vinutim [Text] / V. Petras, L. Kriho, T. Fiedler // Transformatory.- 1984.- №2.- P. 7-13.

26. Guerra, F. Primeira abordagem a utilizacáo de modelos reduzidos para a determinacao experimental do campo termico de transformadores arrefecidos por conveceáo natural [Text] / Fraklin Guerra, Isaac Moreira // Electricidade.- 1987.- № 233.- P. 141-145.

27. Pivnek, M. Vyzkum tepelnych zavislosti na modelech vinuti transformatoru [Text] / M. Pivnek, K.Havlichek // Electrotechn. obz. — 1974. — №4. — pp. 175-181.

28. Die Darstellung das Wärmeüberganskoeffiyienten im transformator mit Kriteriellen Potenzfunktion [Text] / H. Lobenstein // Elektric. — 1979. — №4. — pp. 218-220.

29. Вукалович, М.П. Теплофизические свойства воды и водяного пара [Текст] / М.П. Вукалович. - М.: Машиностроение, 1967. - 160 с.

30. Дубковский, В.А. Рациональные процессы, циклы и схемы энергоустановок [Текст] / В.А. Дубковский.- Одесса: Наука и техника, 2003. - 224 с.

31. Ривкин, С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара [Текст] / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.

32. Макаров, Г.В. Охрана труда в химической промышленности [Текст] / Г.В. Макаров. – М.: Химия, 1977. –568 с.

33. Сафонов, Н.А. Спецодежда и спецобувь [Текст] / Н.А. Сафонов. – М.: Химия, 1976. – 152 с.

34. Анисимов, А.С. Предупреждение и тушение пожаров на промышленных предприятиях [Текст] / А.С. Анисимов. – К.: Техника, 1978. – 164 с.

35. Богословский, В.Н. Отопление и вентиляция [Текст] / В.Н. Богословский. – М. 1980. – 290 С.

36. Линецкой, В.А. Охрана труда и техника безопасности и пожарная профилактика на предприятиях химической промышленности [Текст] / В.А. Линецкой.– М.: Химия, 1976. – 440 с.

37. Кораблев, В.П. Электробезопасность на предприятиях химической промышленности [Текст] / В.П.Кораблев.– М.: Химия, 1977. – 232 с.

38. Кукин, П.П. Безопасность технологических процессов и производств [Текст] / П.П. Кукин.– М.: Высшая школа, 2007. – 335 с.

39. Зотов, Б.И. Безопасность жизнедеятельности на производстве [Текст] / Б.И. Зотов. - М.: Колосс, 2003.- 432с.

40. Пчелинцев, В.П. Охрана труда в строительстве [Текст] / В.П. Пчелинцев. – М.: Высшая школа, 1991. –272 с.