

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ФАКУЛЬТЕТ ЕНЕРГЕТИКИ, ЕЛЕКТРОНІКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ

КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ

Кваліфікаційна робота
другий магістерський
(рівень вищої освіти)

на тему : Підвищення енергетичної ефективності жаротрубного парового котла
VSP - 1000 в умовах Концерну «Міські теплові мережі» м. Запоріжжя

Виконав: студент 2 курсу, групи ТЕ – 18 - 2мз
спеціальності 144 теплоенергетика
(код і назва спеціальності)

освітньої програми теплоенергетика
(код і назва освітньої програми)

спеціалізації _____
(код і назва спеціалізації)

Ю.І. Чернова
(ініціали та прізвище)

Керівник доцент кафедри ТТЕ, кандидат
технічних наук Ю.М. Каюков
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Рецензент Головний інженер Філії Концерну
«Міські теплові мережі» Дніпровського району

С.М. Симонік
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Запоріжжя
2020

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

Факультет енергетики, електроніки та інформаційних технологій
Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики
Рівень вищої освіти другий магістерський
Спеціальність 144 Теплоенергетика
(код та назва)
Освітня програма Теплоенергетика
(код та назва)
Спеціалізація _____
(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри _____
« 26 » 12 2019 року

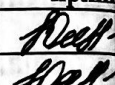
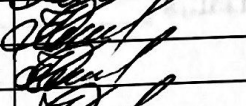
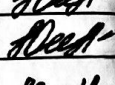

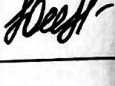
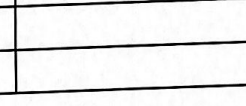
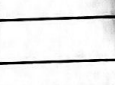
**З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ (СТУДЕНТЦІ)**

Черновій Юлії Ігорівні
(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1 Тема роботи (проекту) Підвищення енергетичної ефективності жаротрубного парового котла VSP - 1000 в умовах Концерну «Міські теплові мережі» м. Запоріжжя
керівник роботи Каюков Ю.М., доцент кафедри ТГЕ, кандидат технічних наук
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом ЗНУ від « 10 » вересня 2019 року № 1537-с
- 2 Строк подання студентом роботи 26 грудня 2019 року
- 3 Вихідні дані до роботи вторинні енергоресурси, димові гази, котел, поверхні нагріву, теплообмін, пальник, теплообмінник, коефіцієнт теплопередачі.
- 4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1.1 Особливості конструкції і використання в промисловості жаротрубних котлів. 1.2 Конструктивні та техніко-економічні показники теплової роботи. 1.3 Визначення параметрів згорання природного газу в топці котла. 1.4 Розрахунок теплообміну і теплового балансу. 1.5 Визначення ККД та КВП котла. 2.1 Вплив аеродинамічних параметрів на теплову роботу котла. 2.2 Розрахунок аеродинамічного опору газового тракту. 2.3 Розрахунок теплообміну і теплового балансу з удосконаленими вузлами конструкції.

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
 1. Жаротрубний паровий котел VSP - 1000. 2. Принципова схема котла.
 Статті теплового балансу до реконструкції. 4. Інтенсифікатори теплообміну жаротрубних каналів. 5. Графік отриманого перепаду тиску.
 Теплосприйняття на ділянках котла. 7. Статті теплового балансу до реконструкції. 8. Автоматизація котельні.

6 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Каюков Ю.М. доцент ТГЕ		
2	Каюков Ю.М. доцент ТГЕ		
3	Каюков Ю.М. доцент ТГЕ		
Норма контроль	Каюков Ю.М. доцент ТГЕ		

7 Дата видачі завдання 10 вересня 2019 року № 1537 – с

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

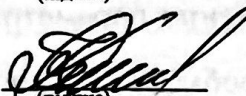
№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Пр
1	Аналіз літературних джерел	10 жовтня 2019	
2	Характеристика об'єкту дослідження	20 жовтня 2019	
3	Опис об'єкта реконструкції. Тепловий розрахунок котла	15 листопада 2019	
4	Дослідження теплообміну та аеродинамічних параметрів газового тракту	25 листопада 2019	
5	Охорона праці	1 грудня 2019	
6	Оформлення графічного матеріалу	15 грудня 2019	
7	Оформлення магістерської роботи	26 грудня 2019	

Студент


(підпис)

Ю.І. Чернова
(ініціали та прізвище)

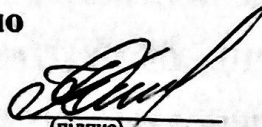
Керівник роботи (проекту)


(підпис)

Ю.М. Каюков
(ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер


(підпис)

Ю.М. Каюков
(ініціали та прізвище)

АНОТАЦІЯ

Чернова Ю.І. Підвищення енергетичної ефективності жаротрубного парового котла VSP – 1000 в умовах КОНЦЕРНУ «МТМ» м. Запоріжжя.

Кваліфікаційна дипломна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 144 – Теплоенергетика, науковий керівник Ю.М.Каюков. Інженерний інститут Запорізького національного університету. Факультет енергетики, електроніки та інформаційних технологій, кафедра теплоенергетики та гідроенергетики, 2020.

В дипломній роботі розглянуто питання про дослідження теплообміну для удосконалення конструкції жаротрубного котла та вплив аеродинамічних параметрів на його роботу. Розроблено вісім креслень та презентація в яких наведено шляхи підвищення ефективності парового котла.

Ключові слова: ПАРОВИЙ ЖАРОТРУБНИЙ КОТЕЛ, ПРОДУКТИ ЗГОРАННЯ, ТИСК, АЕРОДИНАМІЧНИЙ ОПІР.

ABSTRACT

Chernova Y.I. Increasing the energy efficiency of the VSP-1000 steam boiler in the conditions of the CONCERN "CTN" in Zaporozhye.

Qualification diploma work for the degree of higher education of master's degree in specialty 144 - Thermal power engineering, supervisor Y.M.Kayukov. Engineering Institute of Zaporizhzhya National University. Faculty of Energy, Electronics and Information Technology, Department of Heat and Hydropower, 2020.

The thesis deals with the issue of the study of heat exchange to improve the design of the fire-tube boiler and the influence of aerodynamic parameters on its work. Eight drawings have been developed and a presentation on how to improve the efficiency of a steam boiler.

Keywords: STEAM HEAT PIPE BOILER, COMBUSTION PRODUCTS, PRESSURE, AERODYNAMIC RESISTANCE.

АНОТАЦИЯ

Чернова Ю.И. Повышение энергетической эффективности жаротрубного парового котла VSP - 1000 в условиях КОНЦЕРНА «ГТС» г. Запорожья.

Квалификационная дипломная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 144 - Теплоэнергетика, научный руководитель Ю.М. Каюков. Инженерный институт Запорожского национального университета. Факультет энергетики, электроники и информационных технологий, кафедра теплоэнергетики и гидроэнергетики, 2020.

В дипломной работе рассмотрены вопросы об исследовании теплообмена для усовершенствования конструкции жаротрубного котла и влияние аэродинамических параметров на его работу. Разработаны восемь чертежей и презентация в которых приведены пути повышения эффективности парового котла.

Ключевые слова: ПАРОВОЙ ЖАРОТРУБНЫЙ КОТЕЛ, ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ, ДАВЛЕНИЕ, АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ.

ЗМІСТ

ВСТУП

1 АНАЛІЗ ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ КОТЛА VSP 1000

- 1.1 Особливості конструкції і використання в промисловості жаротрубних котлів
- 1.2 Конструктивні та техніко-економічні показники теплової роботи жаротрубного котла типу VSP 1000
- 1.3 Визначення параметрів згорання природного газу в топці котла
- 1.4 Розрахунок теплообміну і теплового балансу жаротрубного котла VSP 1000
- 1.5 Розрахунок топкової камери
- 1.6 Розрахунок теплообміну в поворотній камері
- 1.7 Розрахунок димогарних труб другого ходу
- 1.8 Розрахунок димогарних труб третього ходу
- 1.9 Розрахунок розбіжності теплового балансу
- 1.10 Визначення ККД та КВП котла

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ ТА АЕРОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГАЗОВОГО ТРАКТУ

- 2.1 Вплив аеродинамічних параметрів на теплову роботу і експлуатаційні затрати котла
- 2.2 Розрахунок аеродинамічного опору газового тракту жаротрубного котла типу VSP 1000
- 2.3 Розрахунок топки
- 2.4 Розрахунок першого конвективного пучка
- 2.5 Розрахунок другого конвективного пучка
- 2.6 Розрахунок економайзера
- 2.7 Розрахунок газоходу до димової труби
- 2.8 Розрахунок димової труби
- 2.9 Розрахунок самотяги котла

2.10 Розрахунок теплообміну і теплового балансу з удосконаленими вузлами конструкції

3 АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ

3.1 Опис об'єкта керування

3.2 Норми технологічного режиму

3.3 Задачі контролю та керування технологічним процесом

3.4 Призначення, цілі та автоматизовані функції системи керування

3.5 Вибір і обґрунтування методів автоматичного контролю технологічних параметрів

3.6 Вибір комплексу технічних засобів

3.7 Опис функціональної схеми АСКТП

3.8 Регулятор рівня води в котлі

3.9 Регулятор розрідження на виході з котла

3.10 Регулятор співвідношення «газ-повітря»

3.11 Регулятор навантаження

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ

4.1 Основні шкідливі і небезпечні фактори на виробництві

4.2 Заходи щодо захисту персоналу від шкідливих і небезпечних факторів

4.3 Електробезпека

4.4 Виробнича санітарія

4.5 Вентиляція та опалення

4.6 Засоби індивідуального захисту

4.7 Заходи з пожежної безпеки

4.8 Охорона навколишнього середовища

4.9 Розрахунок викидів забруднюючих речовин в атмосферу

ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

ВСТУП

Актуальність роботи. В зв'язку з постійним зростанням цін на енергоносії, скороченням їх запасів у надрах землі, погіршенням стану обладнання комунальних теплопостачальних організацій, зростання цін на теплову енергію та загальною газифікацією України виникає попит на газове котельне обладнання малої потужності для подальшого використання його в опаленні громадських та житлових будинків. Глобальне потепління, парниковий ефект, в результаті викидів CO в атмосферу, примушують вже сьогодні боротися за економію енергоресурсів, пошук засобів підвищення енергоефективності відомих технологій та розробку нових, більш ефективних, економічно доцільних, екологічно чистих енергетичних установок.

Об'єкт дослідження - процеси теплообміну і аеродинамічного опору газового тракту котла VSP 1000.

Предмет дослідження – вплив інтенсифікаторів потоку на теплоефективність котла.

Мета роботи – знайти шляхи удосконалення конструкції жаротрубних котлів.

Задачі дослідження. Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні задачі :

- аналіз літературних джерел за тематикою досліджень;
- дослідження впливу турбулізаторів потоку на технологічні параметри жаротрубного котла.

Методи та засоби дослідження. Поставлені задачі вирішувались шляхом проведення теоретичного дослідження на основі літературних джерел.

Наукова новизна отриманих результатів. Встановлено , що розробка нових конструкцій турбулізаторів, чи випробування виготовлення їх з різних матеріалів дають непогані результати в теплоефективності котлоагрегатів.

Практична цінність роботи. Розроблена презентація на основі креслень, для зручного та повноцінного сприйняття інформації про об'єкт дослідження.

Особистий внесок здобувача. Автору належить основні ідеї роботи, постановка завдання, обґрунтування основних припущень, теоретичні викладки та аналіз отриманих результатів і формулювання висновків за результатами проведених досліджень.

Апробація роботи. Положення роботи викладені на XXIV науково - технічній конференції студентів, магістрантів, аспірантів і викладачів. Енергетика, електроніка та інформаційні технології. Інженерний інститут Запорізького національного університету (м. Запоріжжя, 2019)

Структура та обсяг роботи. Магістерська робота включає вступ, чотири розділи, висновки та перелік джерел посилань з 20 позицій. Загальний обсяг складає 96 сторінок, у тому числі 4 рисунки та 5 таблиць.

1 АНАЛІЗ ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ КОТЛА VSP 1000

1.1 Особливості конструкції і використання в промисловості жаротрубних котлів.

Жаротрубний паровий котел представляє собою циліндр, в якому розташовані жарові труби, які проходять усередині водяного простору. В цих котлах газ згорає в топці (жаровій трубі), а потім димові гази проходять по системі труб, розташованих в середині корпусу котла. Вода, якою заповнено внутрішній простір, омиває димові труби, тим самим відбираючи тепло відхідних газів.

На сьогодні ринок все більше звертається до вітчизняних заводів, тому що котли імпортного виробництва перестали бути конкурентоздатними в результаті своєї високої вартості, витрат на ремонт та обслуговування. Основні чинники, що визначають перспективи використання жарових котлів в теплоенергетиці та промисловості:

- курс на реструктуризацію єдиної системи, який супроводжується переділом власності в енергетичному комплексі на користь приватного підприємництва;
- житлово-комунальна реформа, орієнтована на скорочення і зняття дотацій населенню в оплаті, зокрема теплової енергії;
- інтеграція в економіку країни передових теплоенергетичних технологій; наближення внутрішніх цін на енергетичні ресурси до світових;
- перегляд нормативно-правової бази теплоенергетики на користь крупних інвесторів;
- стабільний розвиток будівельного комплексу.

Завдяки своїй високій ефективності, надійній та компактній конструкції жаротрубні котли тримають лідируючу позицію в світі. До переваг цих котлів відносять:

- компактність;
- щільність теплового потоку, яка в 3-4 рази вища ніж у водогрійних;

- проста та надійна конструкція;
- котли збираються повністю в заводських умовах і поставляються замовнику у вигляді готового до експлуатації єдиного блоку, що спрощує його монтаж;
- низький гідравлічний опір котла, що дозволяє застосувати насоси меншої потужності, а також приводить к економії електроенергії;
- легко автоматизуються, тому що швидко реагують на зміну навантаження;
- газощільність та герметичність камери згорання, що дає можливість застосування пальників з наддувом і відсутності димососа;
- виготовлення жаротрубного котлоагрегату дешевше ніж водотрубного на (10...15) %;
- відсутність необхідності в спеціальному фундаменті.

Удосконалення цих котлоагрегатів ведеться у напрямку збільшення теплової ефективності. Цього досягають збільшенням кількості ходів димогарних газів вздовж котла. Створення багатоходових (двох-, триходових) котлів, в яких напрямок руху димогарних газів змінюється на протилежний значно підвищує їх ККД та КВП. В останній час дуже розповсюджене використання триходових котлів. При цьому димогарні труби другого та третього ходу мають різний діаметр. Димогарні труби третього ходу мають менший діаметр відносно труб першого ходу. Ця конструкція збільшує теплопередачу площу третього ходу, а взагалі зменшує габарити всього котлоагрегату.

Спосіб розташування труб у ходах теж впливає на інтенсивність тепловідведення. Розташування їх по окружностях, та рівномірне розташування труб третього ходу між трубами другого ходу збільшує інтенсивність теплообміну. Це відбувається за рахунок покращення у цьому випадку теплопередачі, створюються контури природної циркуляції води між водою, що омиває жарову трубу, та водою що омиває димогарні труби. Ці два потоки

перешкоджають зростанню накипних та інших відкладень на поверхнях нагріву котлоагрегату.

Розробка нових конструкцій жарових труб ведеться в напрямку збільшення поверхні нагріву, а також змінення руху полум'я в жаровій трубі.

Жарові труби виконують зі стінками у вигляді «гофри» або з розташованими на внутрішній поверхні багатозаходовими спиралевидними або концентричними канавками. Розробки з розташуванням пальника збоку яке приводить к закручуванню полум'я. Також для збільшення тепловіддачі режим руху димогарних газів повинен бути максимально турбулізованим. Цього можна досягти введенням в димогарні труби турбулізаторів потоку. Розробка нових конструкцій турбулізаторів, чи випробування виготовлення їх з різних матеріалів дають непогані результати в теплосефективності котлоагрегатів.

1.2 Конструктивні та техніко-економічні показники теплової роботи жаротрубного котла типу VSP 1000

На рисунку 1.1 представлена конструкція жаротрубного трьохходового котла, відхідні гази у таких котлах віддають воді своє тепло тричі.

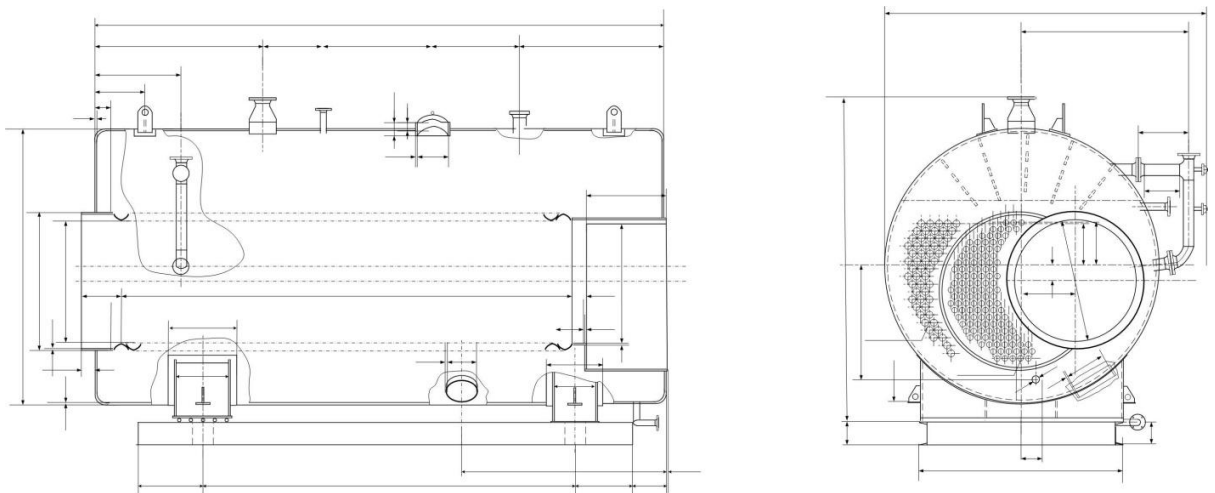


Рисунок 1.1 - Паровий жаротрубний котел VSP 1000

Перший раз це відбувається через стінки жарової труби, в кінці котрої димові гази розвертаються на 180° в поворотній камері та опиняються в

димогарних трубах другого ходу. Віддавши своє тепло воді через стіни цих труб відхідні гази ще раз розвертаються на 180° та проходять по димогарних трубах третього ходу. В цих трубах проходить остаточне охолодження відхідних газів. За рахунок такого руху газів відбувається набагато ефективніша передача тепла між димогарними газами та водою всередині котла.

Котел типу VSP 1000 при роботі на газі виробляє 10 т пари за годину. Поверхні нагрівання з'єднані між собою поворотною камерою. Топка виконана у вигляді жарової труби \varnothing 1410 мм та довжиною 5м і обладнана газовим пальником. Діапазон регулювання навантаження котлів (40...100) % від номінальної теплопродуктивності. Зміна навантаження котлів здійснюється зміною витрати газу на пальник. Рівень води в котлі повинен підтримуватися постійним, при зміні теплового навантаження змінюється витрата пари на виході з котла та витрата живильної води. Другий хід виконаний трубами \varnothing 60,3x2,9 мм, розташованими з кроком $S = 80 \times 80$ мм. Третій хід виконаний трубами \varnothing 70x2,9 мм, розташованими з кроком $S = 90 \times 90$ мм.

Техніко-економічні показники теплової роботи:

- паропроодуктивність, (D) – 10 т / год;
- температура на вході в котел, (t') – 104 °С;
- тиск пари на виході з котла, (P) – 1,3 МПа;
- температура відхідних газів, (v_{yx}) – 250 °С;
- витрата палива, (B) – 697 м³/ч;
- коефіцієнт корисної дії, (η) – 91 %.

1.3 Визначення параметрів згорання природного газу в топці котла

Паливо – природний газ. Склад сухого газу в об'ємних частках наведено в таблиці 1.1.

Вміст вологи в газі, г/м³

Таблиця 1.1 - Елементарний склад робочої маси палива

Склад робочої маси палива, %							
CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	N ₂	CO ₂	H ₂
92,38	3,96	1,27	0,46	0,21	1,11	0,28	0,33

Вміст пилу в газі, г/м³

$$a_2 = 0$$

Теплота згорання сухого газу, кДж / м³

$$Q_n^c = 0,01 [Q_{CH_4} CH_4 + Q_{C_2H_6} C_2H_6 + Q_{C_3H_8} C_3H_8 + Q_{C_4H_{10}} C_4H_{10} + Q_{C_5H_{12}} C_5H_{12}] =$$

$$= 0,01(35850 \cdot 92,38 + 63800 \cdot 3,96 + 91920 \cdot 1,27 + 118740 \cdot 0,46 + 146200 \cdot 0,21) = 37665$$

Обсяг повітря, теоретично необхідного для повного згорання палива, м³/м³

$$V_g^0 = 0,0476 \cdot \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right] =$$

$$= 0,0476 \cdot (0 + 0,5 \cdot 0,33 + 0 + 2 \cdot 92,38 + 3,5 \cdot 3,96 + 5 \cdot 1,27 + 6,5 \cdot 0,46 + 8 \cdot 0,21 - 0) = 9,987$$

Обсяг продуктів згорання, який виділяється під час згорання палива з теоретичним об'ємом повітря, м³/м³:

а) триатомних газів

$$V_{RO_2} = 0,01(CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n) =$$

$$= 0,01 \cdot (0,28 + 0 + 0 + 1 \cdot 92,38 + 2 \cdot 3,96 + 3 \cdot 1,27 + 4 \cdot 0,46 + 5 \cdot 0,21) = 1,073;$$

б) азоту

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_g^0 + \frac{N_2}{100} = 0,79 \cdot 9,987 + \frac{1,11}{100} = 7,901$$

в) водяної пари

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left(H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 \cdot d \right) + 0,016 V_g^0 =$$

$$= 0,01 \cdot (0,33 + 2 \cdot 92,38 + 3 \cdot 3,96 + 4 \cdot 1,27 + 5 \cdot 0,46 \cdot 6 \cdot 0,21 + 0,124 \cdot 10) + 0,0161 \cdot 9,987 = 2,229$$

Обсяг водяної пари в продуктах згорання під час горіння палива з надлишком повітря, м³/м³

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{cp} - 1)V_g^0$$

де α_{cp} - середній коефіцієнт надлишку повітря поверхні нагріву (наведено в таблиці 1.2).

Обсяг продуктів згорання, який отримано при горінні палива з надлишком повітря, м³/м³

$$V_z = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\alpha - 1)V_g^0$$

Числові значення обсягів водяної пари і повних обсягів продуктів згорання, підрахованих вище при надлишку повітря можливого в газоходах, наведені в таблиці 1.2. У таблиці 1.2 підраховані так само об'ємні частки водяної пари і триатомних газів в продуктах згорання у вигляді відношення

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_z},$$

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_z}.$$

Надлишок повітря в кінці топки прийнято

$$a_m = 1,15$$

1.4 Розрахунок теплообміну і теплового балансу жаротрубного котла VSP 1000

Ентальпії теоретичного об'єму повітря в інтервалі температур від 0 °С до 2000 °С, які можливі в газоходах котельної установки, кДж / м³

$$I_g^0 = (c \cdot g)_g \cdot V_g^0$$

Розрахуємо I_g^0 , для 100, 500, 1000, 1500, 2000 °С:

- для 100 °С

$$I_g^0 = (1,325 \cdot 100) \cdot 9,987 = 1323,28 ;$$

- для 500 °С

$$I_g^0 = (1,365 \cdot 500) \cdot 9,987 = 6816,13 ;$$

- для 1000 °С

$$I_g^0 = (1,435 \cdot 1000) \cdot 9,987 = 14331,35 ;$$

- для 1500 °С

$$I_g^0 = (1,494 \cdot 1500) \cdot 9,987 = 22380,87 ;$$

- для 2000 °С

$$I_g^0 = (1,53 \cdot 2000) \cdot 9,987 = 30560,22.$$

Ентальпії газоподібних продуктів згорання палива при горінні з теоретичним об'ємом повітря в інтервалі цих температур, кДж / м³

$$I_z^0 = (c \cdot g)_{RO_2} \cdot V_{RO_2} + (c \cdot g)_{N_2} \cdot V_{N_2}^0 + (c \cdot g)_{H_2O} \cdot V_{H_2O}^0$$

Розрахуємо I_z^0 , для 100, 500, 1000, 1500, 2000 °С:

- для 100 °С

$$I_z^0 = (1,7 \cdot 100) \cdot 1,073 + (1,296 \cdot 100) \cdot 7,901 + (1,505 \cdot 100) \cdot 2,229 = 1541,84 ;$$

- для 500 °С

$$I_z^0 = (1,989 \cdot 500) \cdot 1,073 + (1,328 \cdot 500) \cdot 7,901 + (1,59 \cdot 500) \cdot 2,229 = 8085,42 ;$$

- для 1000 °С

$$I_z^0 = (2,204 \cdot 1000) \cdot 1,073 + (1,392 \cdot 1000) \cdot 7,901 + (1,723 \cdot 1000) \cdot 2,229 = 17203,65 ;$$

- для 1500 °С

$$I_z^0 = (2,335 \cdot 1500) \cdot 1,073 + (1,444 \cdot 1500) \cdot 7,901 + (1,853 \cdot 1500) \cdot 2,229 = 27067,25 ;$$

- для 2000 °С

$$I_2^0 = (2,422 \cdot 2000) \cdot 1,073 + (1,483 \cdot 2000) \cdot 7,901 + (1,963 \cdot 2000) \cdot 2,229 = 37383,03$$

Ентальпії продуктів згорання, які утворюються при горінні палива з надлишком повітря в інтервалі цих температур, кДж / м³

$$I_2 = I_2^0 + (\alpha - 1) \cdot I_6^0$$

Числові значення ентальпій підрахованих за цими формулами, наведені в таблиці 1.3.

Нижча теплота згорання палива, кДж / м³

$$Q_n^p = 37665$$

Підігрів повітря перед подачею в топку не передбачений

$$Q_{в.вни} = 0$$

Наявні тепло одиниці об'єму робочого палива, кДж / м³

$$Q_p^p = Q_n^c = 37665$$

Втрати тепла від механічного недожогу не враховуються, %

$$q_4 = 0$$

Втрати тепла від хімічної неповноти згорання, %

$$q_3 = 1,5$$

Температура холодного повітря прийнята, °С

$$t_{x.6.} = 30$$

Ентальпія повітря при цій температурі, кДж / м³

$$I_{x.6.}^0 = 397$$

Температура відхідних газів, °С

$$g_{yx} = 250$$

Ентальпія продуктів згорання при цій температурі, кДж / м³

$$I_{yx} = 3038,5$$

Втрати тепла з відхідними газами, %

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} \cdot I_{x.6.}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p} = \frac{(3038,5 - 1,26 \cdot 397) \cdot (100 - 0)}{37665} = 6,74$$

Втрати тепла котлом в навколишнє середовище, %

$$q_5 = 0,8$$

Втрати фізичного тепла зі шлаком не враховуються, оскільки паливо – природний газ, %

$$q_{6шл.} = 0$$

У котлі не передбачається установка деталей які охолоджуються проточною водою, %

$$q_{\text{охл.}} = 0$$

Сума втрат тепла, %

$$\sum q_{\text{ном.}} = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{\text{вил.}} + q_{\text{охл.}} = 6,74 + 1,5 + 0 + 0,8 + 0 + 0 = 9,04$$

Коефіцієнт корисної дії котельної установки, %

$$\eta_{\text{к.у.}} = 100 - \sum q_{\text{ном.}} = 100 - 9,04 = 91$$

Коефіцієнт збереження тепла

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} = 1 - \frac{0,8}{100} = 0,992$$

Ентальпія живильної води на вході при $t = 104 \text{ }^\circ\text{C}$, кДж/кг

$$h_{\text{н.в.}} = 435,76$$

Ентальпія пари на виході при $t = 191,6 \text{ }^\circ\text{C}$ і $P = 1300 \text{ кПа}$, кДж/кг

$$h_g = 2786$$

Ентальпія води в барабані при $t = 191,6 \text{ }^\circ\text{C}$ і $P = 1300 \text{ кПа}$, кДж/кг

$$h = 814,7$$

Витрата води на безперервну продувку приймається 10 % і встановлює,
кг/с,

$$D_{\text{пр}} = \frac{\rho_{i\delta}}{100} \cdot D = \frac{10}{100} \cdot 2,78 = 0,278$$

Витрата палива, м³/с

$$B = \frac{D(h_a - h_{i.a.}) + D_{i\delta}(h - h_{i.a.})}{Q_{\delta}^{\delta} \cdot \eta_{e.\delta}} =$$
$$= \frac{2,78 \cdot (2786 - 435,76) + 0,278(814,7 - 435,76)}{37665 \cdot 91} \cdot 100 = 0,194$$

1.5 Розрахунок топкової камери

В жаротрубних димогарних котлах основними геометричними параметрами є діаметр камери згорання , довжина топки , обсяг топки і розміри перехідної області при вході димових газів в димогарні труби .

Активний об'єм камери згорання , м³

$$V_T = 9,31$$

Теплова напруга камери згорання, кВт/м³

$$q_V = \frac{BQ_p^p}{V_T} = \frac{0,194 \cdot 37665}{9,31} = 784,856$$

Площа поверхні камери згорання (з конструктивних розмірів), м²

$$H_{\text{Л}} = F_{\text{ст}} = 26,42$$

Коефіцієнт теплового забруднення для газоподібного палива

$$\zeta = 0,65$$

Коефіцієнт теплової ефективності поверхні

$$\psi_{cp} = \frac{\xi \cdot H_{пл}}{F_{ст}} = \frac{0,65 \cdot 26,42}{26,42} = 0,65$$

Ефективна товщина випромінюючого шару полум'я, м

$$S = 3,6 \frac{V_T}{F_{ст}} = 3,6 \cdot \frac{9,31}{26,42} = 1,27$$

Коефіцієнт усереднення визначається за формулою

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x_T = 0,54 - 0,2 \cdot 0,3 = 0,48$$

де, $x_T = 0,3$

Коефіцієнт надлишку повітря в топці

$$a_m = 1,15$$

Присос повітря в топці

$$\Delta a_m = 0,0$$

Температура холодного повітря, °C

$$t_{x.в.} = 30$$

Ентальпія холодного повітря, кДж/м³

$$I_{x.в.}^o = 397$$

Тепло, внесене в топку з повітрям, кДж/м³

$$Q_6 = a_m \cdot I_{x.6.}^o = 1,15 \cdot 397 = 456,55$$

Корисне тепловиділення в топці, кДж/м³

$$Q_m = Q_p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4}{100 - q_4} + Q_6 = 37665 \cdot \frac{100 - 1,5}{100} + 456,55 = 37556,575$$

Адіабатна температура горіння, відповідна корисному тепловиділенню в топці, °С

$$\Theta_a = 1852$$

Температура газів на виході з топки (попередньо приймається), °С

$$\Theta_m'' = 1280$$

Ентальпія продуктів згорання при цій температурі, кДж/м³

$$I_m'' = 24540,39$$

Середня сумарна теплоємність продуктів згорання, кДж/м³·К

$$\overline{VC_{cp}} = \frac{Q_m - I_m''}{\Theta_a - \Theta_m''} = \frac{37556,575 - 24540,39}{1852 - 1280} = 22,76$$

Сумарна поглинаюча здатність триатомним газів і водяної пари, м·МПа

$$p \cdot r_n \cdot S = 0,1 \cdot 0,266 \cdot 1,27 = 0,034$$

Коефіцієнт ослаблення променів трьохатомної газами, 1/ м·МПа

$$k_z = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p \cdot r_n \cdot S}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\Theta_m'' + 273}{1000} \right) =$$
$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,18}{3,16 \cdot \sqrt{0,034}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1280 + 273}{1000} \right) = 7,37$$

Коефіцієнт ослаблення променів для полум'я, 1/ м·МПа

$$k = k_z \cdot r_n = 7,37 \cdot 0,266 = 1,96$$

Ступінь чорноти, яким володів би факел при заповненні всієї топки тільки полум'ям

$$a_{cs} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - 2,718^{-1,96 \cdot 0,11,27} = 0,22$$

Ступінь чорноти, яким володів би факел при заповненні всієї топки тільки триатомного газами

$$a_z = 1 - e^{-k_z \cdot p \cdot r_n \cdot S} = 1 - 2,718^{-7,37 \cdot 0,034} = 0,226$$

Ефективна ступінь чорноти факела

$$a_\phi = M a_{cs} + (1 - M) a_z = 0,48 \cdot 0,22 + (1 - 0,48) \cdot 0,226 = 0,223$$

Ступінь чорноти топки

$$a_T = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \cdot \psi_{cp}} = \frac{0,223}{0,223 + (1 - 0,223) \cdot 0,65} = 0,306$$

Теплова напруга стін топки, кВт/м²

$$q_F = \frac{BQ_m}{F_{ст}} = \frac{0,194 \cdot 37556,575}{26,42} = 275,775$$

Температура газів на виході з топки, °С

$$g_m'' = \frac{\Theta_a}{M \cdot \left(\frac{5,67 \cdot \psi_{cp} \cdot F_{ст} \cdot a_m \cdot (\Theta_a)^3}{10^{11} \cdot \varphi \cdot B \cdot (VC)_{cp}} \right)^{0,6} + 1} = \frac{1852 + 273}{0,48 \cdot \left(\frac{5,67 \cdot 0,65 \cdot 26,42 \cdot 0,306 \cdot (1852 + 273)^3}{10^{11} \cdot 0,992 \cdot 0,194 \cdot 19,73} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1272$$

Ентальпія продуктів згорання при цій температурі, кДж/м³

$$I_m'' = 22569,448$$

Кількість тепла, переданого в топці променистим теплообміном, кДж/м³

$$Q_T'' = \varphi \cdot (Q_m - I_m'') = 0,992 \cdot (37556,575 - 22569,448) = 14867,23$$

Середнє питоме теплове навантаження променевої поверхні, Вт/м²

$$q_{Л}^{CP} = \frac{BQ_T''}{H_{Л}} = \frac{0,194 \cdot 14867,23}{26,42} = 109,169$$

1.6 Розрахунок теплообміну в поворотній камері

Площа проходу газів, м²

$$F_{газ} = 1,22$$

Об'єм поворотної камери, м³

$$V_{\text{ПК}} = 2,845$$

Повна площа стін поворотної камери, м²

$$F_{\text{ст}} = 5,536$$

Коефіцієнт теплової ефективності

$$\psi_{\text{сп}} = \frac{\xi_{\text{OT}} \cdot H_{\text{ДОГ}}}{F_{\text{ст}}} = \frac{0,65 \cdot 5,536}{5,536} = 0,65$$

Ефективна товщина випромінюючого шару полум'я, м

$$S = 3,6 \frac{V_{\text{ПК}}}{F_{\text{ст}}} = 3,6 \cdot \frac{2,845}{5,536} = 1,85$$

Повна висота поворотної камери, м

$$H_{\text{ПК}} = 1,439$$

Коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha_{\text{ПК}} = 1,15$$

Температура газів на вході в поворотну камеру, °С

$$t'_{\text{нк}} = 1272$$

Ентальпія газів при цій температурі, кДж/м³

$$I'_{нк} = 22569,448$$

Температура газів на виході з поворотної камери, °С

$$t''_{нк} = 1085$$

Ентальпія газів при цій температурі, кДж/м³

$$I''_{нк} = 18880,462$$

Середня сумарна теплоємність продуктів згорання, кДж/м³·К

$$\overline{VC}_{cp} = \frac{I'_{нк} - I''_{нк}}{t'_{нк} - t''_{нк}} = \frac{22569,448 - 18880,462}{1272 - 1085} = 19,73$$

Тепло, яке може бути прийняте поверхнею поворотної камери, кДж/м³

$$Q_p'' = (t'_{нк} - t''_{нк}) \cdot \overline{VC}_{cp} = (1272 - 1085) \cdot 19,73 = 3688,9864$$

Коефіцієнт забруднення стін

$$x = 1$$

Ступінь чорноти полум'я

$$a = 0,37$$

Ступінь екранування камери

$$\psi = 1$$

Сумарна поглинаюча здатність триатомним газів і водяної пари, м·МПа

$$p \cdot r_n \cdot S = 0,1 \cdot 0,266 \cdot 1,85 = 0,049$$

Коефіцієнт ослаблення променів трьохатомної газами, 1/м·МПа

$$K_z = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p \cdot r_n \cdot S}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{нк} + 273}{1000} \right) =$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,18}{3,16 \cdot \sqrt{0,049}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1085 + 273}{1000} \right) = 15,4785$$

Коефіцієнт ослаблення променів для полум'я, 1/м·МПа

$$K = K_z \cdot r_n = 15,4785 \cdot 0,266 = 4,1173$$

Сумарна оптична товщина газового потоку

$$K \cdot p \cdot S = 4,1173 \cdot 0,1 \cdot 1,85 = 0,7617$$

Ступінь чорноти факела

$$a_\phi = 1 - e^{-k \cdot p \cdot S} = 1 - 2,718^{-0,7617} = 0,533$$

Ступінь чорноти поворотної камери

$$a_{нк} = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \cdot \psi_{cp}} = \frac{0,533}{0,533 + (1 - 0,533) \cdot 0,65} = 0,637$$

Теплове навантаження стін поворотної камери, кВт/м²

$$q_F = \frac{B I'_{нк}}{F_{ст}} = \frac{0,194 \cdot 22569,448}{5,536} = 790,9$$

Температура на виході з поворотної камери, °С

$$t''_{нк} = \frac{t'_{нк}}{M\left(\frac{5,67 \cdot \psi_{cp} \cdot \text{Fст} \cdot a_{нк} \cdot (t'_{нк})^3}{10^{11} \cdot \varphi \cdot B \cdot (VC)_{cp}}\right)^{0,6} + 1} = \frac{1272 + 273}{0,48 \cdot \left(\frac{5,67 \cdot 0,655 \cdot 5360,637 \cdot (1272+273)^3}{10^{11} \cdot 0,9920,19419,73}\right)^{0,6} + 1} - 273 = 1084$$

Ентальпія газів на виході з поворотної камери, кДж/м³

$$I''_{нк} = 18860,7348$$

Кількість тепла, переданого в поворотній камері, кДж/м³

$$Q''_{ПК} = \varphi \cdot (I'_{нк} - I''_{нк}) = 0,992 \cdot (22569,4484 - 18860,7348) = 3679,0439$$

Середнє питоме теплове навантаження поверхонь поворотної камери

$$q_{Л}^{CP} = \frac{BQ''_{ПК}}{H_{Л}} = \frac{0,194 \cdot 3679,0439}{5,536} = 128,926$$

Розбіжність теплосприйняття, %

$$\Delta Q = \frac{Q''_p - Q''_{ПК}}{Q''_{ПК}} \cdot 100 = \frac{3688,9864 - 3679,0439}{3679,0439} \cdot 100 = 0,27$$

1.7 Розрахунок димогарних труб другого ходу

Діаметри труб, мм :

- зовнішній

$$d=60,3$$

- внутрішній

$$d_{вн}=54,5$$

Крок труб, м :

- по ширині

$$S_1=0,08$$

- по висоті

$$S_2=0,08$$

Відносний крок :

- по ширині

$$S_1/d=1,33$$

- по висоті

$$S_2/d = 1,33$$

Площа поверхні нагріву, м²

$$H = n\pi dl = 124 \cdot 3,14 \cdot 0,0603 \cdot 5,4 = 126,7834$$

Площа перетину димогарних газів, м²

$$F_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot n = \frac{3,14 \cdot 0,0545^2}{4} \cdot 124 = 0,29$$

Температура на вході до другого ходу, °С

$$t_2' = 1084$$

Ентальпія газів на вході до другого ходу, кДж/м³

$$I' = 18860,7348$$

Температура на виході з другого ходу, °С

$$t_2'' = 500$$

Ентальпія газів на виході з другого ходу, кДж/м³

$$I'' = 8085,42$$

Теплосприйняття другого ходу, кДж/м³

$$Q_2 = \varphi \cdot (I' - I'') = 0,992 \cdot (18860,7348 - 8085,42) = 10689,1123$$

Температура води на вході, °С

$$t' = 104$$

Температура пари на виході, °С

$$t'' = 191,6$$

Ентальпія пари на виході з другого ходу, кДж/м³

$$i'' = 2786$$

Найбільша різниця температур між середовищами, °С

$$\Delta t_{\theta} = t'_2 - t'' = 1084 - 191,6 = 892,4$$

Найменша різниця температур між середовищами, °С

$$\Delta t_m = t''_2 - t' = 500 - 104 = 396$$

Відношення різниць температур

$$\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{M}} = \frac{892,4}{396} = 2,2535$$

Температурний напір, °С

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{M}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{M}}} = \frac{892,4 - 396}{\ln \frac{892,4}{396}} = 610$$

Середня температура газів, °С

$$g_{cp} = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{1084 + 500}{2} = 792$$

Середня швидкість газів, м/с

$$\omega_2 = \frac{B \cdot V_2 \cdot (g_{cp} + 273)}{F_2 \cdot 273} = \frac{0,194 \cdot 12,471 \cdot (792 + 273)}{0,29 \cdot 273} = 33$$

Розрахункова температура пари, °С

$$t_n = \frac{t'_n + t''_n}{2} = \frac{191,6 + 104}{2} = 147,8$$

Питомий об'єм пари, м³/кг

$$v_n = 0,4173$$

Середня швидкість пари, м/с

$$\omega_n = \frac{D \cdot v_n}{f} = \frac{2,78 \cdot 0,4173}{11,86} = 0,098$$

Кінематична в'язкість, м²/с

$$\nu = 124,48 \cdot 10^{-6}$$

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega_z \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{33 \cdot 0,0545}{124,48 \cdot 10^{-6}} = 14448$$

Критерій Нусельта

$$\text{Nu} = 0,018 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \varepsilon \cdot l = 0,018 \cdot 14448^{0,8} \cdot 0,96 = 36,76$$

Коефіцієнт теплопроводності, Вт/м·К

$$\lambda = 0,090596$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/м²·К

$$\alpha_{\kappa} = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{36,76 \cdot 0,090596}{0,0545} = 61,1$$

Коефіцієнт використання поверхні

$$\xi = 0,85$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²·К

$$K = \xi \cdot \alpha_{\kappa} = 0,85 \cdot 61,1 = 51,935$$

Теплосприйняття другого ходу з рівняння теплового балансу, кДж/м³

$$Q_m = \frac{K \cdot H \cdot \Delta t}{B \cdot 10^3} = \frac{51,935 \cdot 126,7834 \cdot 610}{0,194 \cdot 10^3} = 10703,8272$$

Різниця теплосприйняття

$$\Delta Q = \frac{Q_m - Q_c}{Q_c} \cdot 100 = \frac{10703,8272 - 10689,1123}{10689,1123} \cdot 100 = 0,14$$

1.8 Розрахунок димогарних труб третього ходу

Діаметри труб, мм :

- зовнішній

$$d=70$$

- внутрішній

$$d_{\text{вн}}=64,2$$

Крок труб, м :

- по ширині

$$S_1=0,09$$

- по висоті

$$S_2=0,09$$

Відносний крок :

- по ширині

$$S_1/d=1,286$$

- по висоті

$$S_2/d = 1,286$$

Площа поверхні нагріву, м²

$$H = n\pi dl = 54 \cdot 3,14 \cdot 0,07 \cdot 5,4 = 64$$

Площа перетину димогарних газів, м²

$$F_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{BH}}^2}{4} \cdot n = \frac{3,14 \cdot 0,0642^2}{4} \cdot 54 = 0,175$$

Температура на вході до третього ходу, °С

$$t_2' = 500$$

Ентальпія газів на вході до третього ходу, кДж/м³

$$I' = 8085,42$$

Температура на виході з третього ходу, °С

$$t_2'' = 250$$

Ентальпія газів на виході з третього ходу, кДж/м³

$$I'' = 3995,68$$

Теплосприйняття третього ходу, кДж/м³

$$Q_2 = \varphi \cdot (I' - I'') = 0,992 \cdot (8085,42 - 3995,68) = 4057,0196$$

Температура води на вході, °С

$$t' = 104$$

Температура пари на виході, °C

$$t'' = 191,6$$

Ентальпія пари на виході з третього ходу, кДж/м³

$$i'' = 2786$$

Найбільша різниця температур між середовищами, °C

$$\Delta t_{\delta} = t_2' - t'' = 500 - 191,6 = 308,4$$

Найменша різниця температур між середовищами, °C

$$\Delta t_{\text{м}} = t_2'' - t_1' = 250 - 104 = 146$$

Відношення різниць температур

$$\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}} = \frac{308,4}{146} = 2,11$$

Температурний напір, °C

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{308,4 - 146}{\ln 2,11} = 217,173$$

Середня температура газів, °C

$$g_{cp} = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{500 + 250}{2} = 375$$

Середня швидкість газів, м/с

$$\omega_g = \frac{B \cdot V_g \cdot (g_{cp} + 273)}{F_g \cdot 273} = \frac{0,194 \cdot 12,471 \cdot (375 + 273)}{0,175 \cdot 273} = 32,8$$

Розрахункова температура пари, °С

$$t_n = \frac{t' + t''}{2} = \frac{191,6 + 104}{2} = 147,8$$

Питомий об'єм пари, м³/кг

$$v_n = 0,4173$$

Середня швидкість пари, м/с

$$\omega_n = \frac{D \cdot v_n}{f} = \frac{2,78 \cdot 0,4173}{5,61} = 0,2$$

Кінематична в'язкість, м²/с

$$\nu = 54,3 \cdot 10^{-6}$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega_n \cdot d_{en}}{\nu} = \frac{32,8 \cdot 0,0642}{54,3 \cdot 10^{-6}} = 38780$$

Критерій Нусельта

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8} \cdot \varepsilon \cdot l = 0,018 \cdot 38780^{0,8} \cdot 0,96 = 80,99$$

Коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·К

$$\lambda = 0,05465$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/м²·К

$$\alpha_{\kappa} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{\text{ен}}} = \frac{80,99 \cdot 0,05465}{0,0642} = 68,9$$

Коефіцієнт використання поверхні

$$\xi = 0,85$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²·К

$$K = \xi \cdot \alpha_{\kappa} = 0,85 \cdot 68,9 = 58,6$$

Теплосприйняття третього ходу з рівняння теплового балансу, кДж/м³

$$Q_m = \frac{K \cdot H \cdot \Delta t}{B \cdot 10^3} = \frac{58,6 \cdot 64 \cdot 217,173}{0,194 \cdot 10^3} = 4098,3795$$

Різниця теплосприйняття

$$\Delta Q = \frac{Q_m - Q_e}{Q_e} \cdot 100 = \frac{4098,3795 - 4057,0196}{4057,0196} \cdot 100 = 1,02$$

1.9 Розрахунок розбіжності теплового балансу

Температура холодного повітря (прийнята раніше), °C

$$t_{x.в.} = 30$$

Ентальпія холодного повітря (по I-υ діаграмі), кДж/м³

$$I_{x.в.}^o = 397$$

Тепло, внесене в топку з повітрям, кДж/м³

$$Q_6 = a_m \cdot I_{x.в.}^o = 1,15 \cdot 397 = 456,55$$

Корисне тепловиділення в топці, кДж/м³

$$Q_m = Q_p^p \cdot \frac{100 - q_3}{100} + Q_6 = 37665 \cdot \frac{100 - 1,5}{100} + 456,55 = 37556,575$$

Кількість тепла, переданого в топці променистим теплообміном, кДж/м³

$$Q_T^II = \varphi \cdot (Q_m - I_m'') = 0,992 \cdot (37556,575 - 22569,448) = 14867,23$$

Розрахункова розбіжність теплового балансу, кДж/м³

$$\begin{aligned} \Delta Q &= Q_p^p \cdot \eta - (Q_T^II + Q_{ПК}^II + Q_m^2 + Q_m^3) = \\ &= 37665 \cdot 0,91 - (14867,23 + 3679,0439 + 10703,8272 + 4098,3795) = 926,6694 \end{aligned}$$

Розбіжність теплового балансу, %

$$\frac{\Delta Q}{Q_p} \cdot 100 = \frac{926,6694}{37665} \cdot 100 = 2,4$$

1.10 Визначення ККД та КВП котла

ККД котла

$$\eta = 100 - \sum q_{ном.} = 100 - 9,04 = 91$$

де $\sum q_{ном.} = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{бул.} + q_{бохл.} = 6,74 + 1,5 + 0 + 0,8 + 0 + 0 = 9,04$

На рисунку 1.1 зображено статті теплового балансу котла.

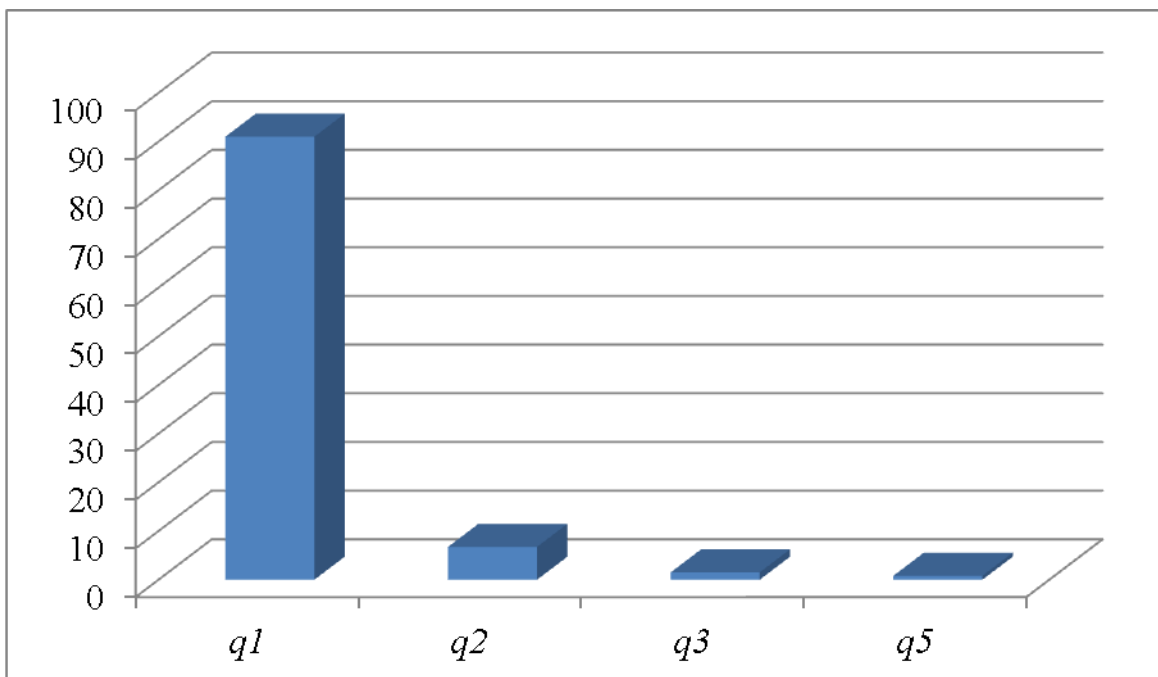


Рисунок 1.1 - Статті теплового балансу котла

КВП котла

$$КВП = \frac{(Q_n^p + Q_\phi^e) - (Q_{yx} + Q_{xn})}{Q_n^p} = \frac{(37665 + 456,5) - (2538,621 + 564,975)}{37665} = 0,9297$$

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ ТА АЕРОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГАЗОВОГО ТРАКТУ

Роботи з інтенсифікації теплообміну в жаротрубних котлоагрегатах ведуться постійно протягом багатьох років.

На даний час запропоновано багато різних способів інтенсифікації теплообміну. В умовах роботи жаротрубних котлів інтенсифікацію тепловіддачі необхідно виконувати всередині труб, де рухається потік димових газів.

Найефективнішими в цьому випадку є турбулізуючі вставки. Вони за рахунок зменшення перерізу для проходу газів збільшують швидкість руху димогарних газів. При цьому збільшується конвективна складова тепловіддачі та додатковий тепловий потік випромінюванням від нагрітих вставок до стінок жарових труб.

Для інтенсифікації теплообміну в трубах використовують: дротові вставки різної конфігурації, труби з кільцевими виступами, канавками, труби типу конфузор - дифузор, із спіральними вставками, спіральні профільовані труби, труби з перфорованими вставками (з мікроструйними елементами), стрічкові завихривачі, шнекові турбулізатори, гвинтові турбулізатори, плоскі конвективно-променеві вставки та інше. Ефект інтенсифікації від цих пристроїв пояснюється за рахунок закручування потоку, а також випромінюванням від нагрітих вставок до стінки труби, при цьому теплопередача за рахунок випромінювання в високотемпературних теплообмінниках збільшується на (10...80) %.

Можливість широкого практичного використання того чи іншого способу інтенсифікації теплообміну визначається його технічною доступністю та енергетичною ефективністю.

Інтенсифікацію теплообміну порівнюють за допомогою залежностей між відношеннями значень критеріїв Нуссельта в трубі з інтенсифікацією

теплообміну і в гладкій трубі та коефіцієнтів опору, чи досліджують залежність відношенням цих відношень.

Також важливим критерієм оцінки є енергетичний коефіцієнт Кірпічова, відношення теплової потужності до потужності, витраченої на прокачування теплоносія.

Також пропонується метод ефективних параметрів Дрейцера. Цей метод ґрунтується на використанні в якості умов рівності ефективних чисел Рейнольдса.

При порівнянні поверхонь більш ефективною буде та, яка має більше значення ефективного числа Нуссельта.

Недоліками всіх цих методів є те, що вони не враховують масу поверхні, об'єм, що займає поверхня, її вартість.

Як правило, застосовують типові теплогідравлічні граничні умови: рівність теплових навантажень, витрат теплоносіїв, сумарних втрат тиску на тертя, температурних напорів.

При цьому можливі три варіанта порівняння поверхонь:

- порівняння потужності теплообмінної поверхні при однакових об'ємах апаратів, витрат теплоносіїв, втрат тиску на прокачування теплоносіїв

$$(V_i=V_0, G_i=G_0, \Delta P_i=\Delta P_0);$$

- порівняння площі теплообміну при однаковій тепловій потужності, витратах теплоносіїв, втратах тиску на прокачування теплоносіїв

$$(Q_i=Q_0, G_i=G_0, \Delta P_i=\Delta P_0);$$

- порівняння втрат тиску при однаковій тепловій потужності, витрат теплоносіїв, при однакових об'ємах апаратів

$$(Q_i=Q_0, G_i=G_0, V_i=V_0).$$

Методика порівняння теплообмінних елементів включає в себе:

- правильну постановку умов порівняння;
- вибір критеріїв порівняння;
- раціональний спосіб розрахунку критеріїв;
- порівняння числових значень отриманих критеріїв.

У зв'язку з високими вимогами в конструюванні та виготовленні котлів необхідно забезпечити невелику масу.

Шляхом інтенсифікації теплообміну досягають збільшення коефіцієнту теплопередачі при одночасному збільшенні втрат тиску.

Інтенсифікатори для жаротрубних каналів можна поділити на дві групи: інтенсифікатори, що при помірному збільшенні коефіцієнту теплопередачі в 1,05...1,4 рази призводять до незначного збільшення втрат тиску, та інтенсифікатори, що при значному збільшенні теплообміну в 1,4...2,1 рази призводять до високих втрат тиску.

При цьому першу групу інтенсифікаторів можна застосувати в котлах з природною тягою, другу – в котлах з примусовою тягою.

Для ефективної роботи котлів з природною тягою необхідною умовою застосування певного інтенсифікатора, при досягненні певної потужності котла є виконання умови

$$\Delta P_k = \Delta P_{ск},$$

де, ΔP_k – втрати тиску в елементах котла і димовій трубі;

$\Delta P_{ск}$ – самотяга в елементах котла і димовій трубі.

При цьому використання інтенсифікаторів із значним аеродинамічним опором вимагає збільшення димової труби.

За умовами сталого об'єму топки ($V_T = \text{const}$), сталих геометричних розмірів трубної дошки, рівних витрат теплоносіїв та температурних напорів, а також при $\Delta P_i = \Delta P_0$, можна виділити такі варіанти оптимізації конструкції жаротрубного пучка:

- при незмінній довжині, діаметрі, кількості труб порівнюється теплова потужність пучків з гладкотрубною поверхнею та з інтенсифікацією теплообміну (задача підвищення потужності котла);
- при сталій потужності котла порівнюються геометричні розміри жаротрубного пучка (задача зменшення габаритів і маси котла).

Для останнього випадку можливі такі варіанти оптимізації конструкції жаротрубного пучка:

- при однаковій кількості труб і їх діаметрі інтенсифікована поверхня має різну довжину труб;
- поверхні що порівнюються, набрані з різної кількості труб однакового діаметра та довжини;
- поверхні що порівнюються, набрані з різної кількості труб різного діаметра та однакової довжини;
- поверхні що порівнюються, набрані з однакової кількості та довжини труб різного діаметра.

При виборі метода дослідження необхідно враховувати самотягу котлу, тепловий потік випромінюванням від інтенсифікаторів до стінки труби жаротрубного пучка.

2.1 Вплив аеродинамічних параметрів на теплову роботу і експлуатаційні затрати котла

Основними показниками жаротрубного пучка, які враховують його габарити, масу та площу поверхні теплообміну є:

- питома площа, $\text{м}^2/\text{кДж}$

$$K_f = F/Q;$$

- питомий об'єм, $\text{м}^3/\text{кДж}$

$$K_v = V/Q;$$

- питома маса, $\text{кг}/\text{кДж}$

$$K_m = M/Q;$$

- питомий опір, Па/кДж

$$K_{\Delta P} = \Delta P / Q.$$

При умові рівності теплової потужності, можна використати такі безрозмірні критерії:

$$K_1 = \left(\frac{K_{vi}}{K_{v0}} \right)^c \cdot \left(\frac{K_{mi}}{K_{m0}} \right)^n \cdot \left(\frac{K_{\Delta Pi}}{K_{\Delta P0}} \right)^m$$

$$K_2 = \left(\frac{K_{fi}}{K_{f0}} \right)^p \cdot \left(\frac{K_{\Delta Pi}}{K_{\Delta P0}} \right)^m$$

де, K_1 – критерій для порівняння жаротрубних пучків котлоагрегатів з погляду технології виготовлення, монтажу, вартості в проектно-конструкторській практиці;

K_2 – критерій, який використовується для оцінки ефективності жаротрубних пучків з теплотехнічного погляду.

При цьому більш ефективною буде та, в якій значення критерію буде меншим.

У критеріях показники ступеня (с,п,м,р) показують вагомість того чи іншого множника в критеріях.

Узагальнений критерій для задачі підвищення потужності котла має вигляд

$$\bar{K} = \left(\frac{Q_0}{Q_i} \right)^{m+n} \cdot \left(\frac{K_{mi}}{K_{m0}} \right)^n \cdot \left(\frac{K_{\Delta Pi}}{K_{\Delta P0}} \right)^m$$

При проведенні експериментів з вставками циліндричної форми були отримані такі закономірності: при зменшенні діаметра циліндричної вставки значення критеріїв зростає, це пояснюється погіршенням теплообміну внаслідок зменшення швидкості димових газів та площі поверхні яка випромінює.

Це приводить до зростання довжини труби, відповідно до зростання маси, габаритів, площі поверхні. Встановлено, що раціональним співвідношенням діаметра циліндра до діаметра труби є значення $0,36 \dots 0,6$.

При цьому, в залежності від ефективності інтенсифікатора теплообміну, відношення габаритів, маси, площі поверхні, втрат тиску будуть різними.

Найкращі значення критеріїв спостерігаються для труб меншого діаметра. Це пояснюється тим, що при однакових витратах теплоносіїв та температурних напорів швидкість димових газів буде більшою, що сприятливо впливає на теплообмін, але при цьому зростає аеродинамічний опір пучка. Для труб середнього діаметра значення критеріїв дещо більше, але з погляду технології виготовлення жаротрубного пучка (зменшується кількість зварювальних швів, спрощується монтаж) їх використання є доцільним.

Експерименти, проведені з використанням в якості інтенсифікатора скрученої стрічки, показують найкращі результати. Це пояснюється додатковим закручуванням потоку, а найкраща довжина цієї стрічки коригується в межах $0,75 \dots 1,0$ від довжини жаротрубною труби. Скручені хрестоподібні стрічки призводять до збільшення теплового потоку на $(10 \dots 80)$ % завдяки випромінюванню.

Таким чином використання різноманітних вставок у жаротрубних котлах є ефективним засобом інтенсифікації теплообміну.

Для практичної реалізації розроблених критеріїв з метою порівняння певних інтенсифікаторів необхідно провести детальний тепловий та аеродинамічний розрахунок котла.

Запропоновані критерії дозволяють оцінювати ефективність інтенсифікації теплообміну в жаротрубному пучку за таких умов порівняння:

- рівність теплових навантажень;
- рівність витрат теплоносіїв;
- рівність температурних напорів.

При цьому геометричні розміри та втрати тиску для гладкотрубною поверхні і поверхні з інтенсифікацією теплообміну можуть бути різними.

Використання інтенсифікаторів сприяє ефективнішому теплообміну та призводить до зменшення температури димових газів на виході з котла та його габаритів.

2.2 Розрахунок аеродинамічного опору газового тракту жаротрубного котла типу VSP 1000

Задачею аеродинамічного розрахунку є визначення втрати тиску теплоносія на ділянках між входом і виходом теплоагрегату.

Повний перепад тиску, необхідний для руху робочої рідини через окрему ділянку котлу можна представити

$$\Delta P = \sum \Delta P_{mp} + \sum \Delta P_m + \sum \Delta P_c + \Delta h_c,$$

де, ΔP_{mp} – опір тертя;

ΔP_m – місцевий опір;

ΔP_c – самотяга;

Δh_c – опір самотяги.

Для виконання розрахунків газовий тракт котла розбивається на шість ділянок:

- топка (жарова труба) (ΔP_1);
- перший конвективний пучок (ΔP_2);
- другий конвективний пучок (ΔP_3);
- економайзер (ΔP_4);
- газохід до димової труби (ΔP_5);
- димова труба (ΔP_6).

Повний перепад тиску на весь котел складатиметься з

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6.$$

2.3 Розрахунок топки

Початкові дані для розрахунку:

- середня температура, °C

$$t_{cp} = \frac{1852 + 1272}{2} = 1562$$

- довжина, м

$$l = 5,4;$$

- діаметр, м

$$d = 1,41;$$

- площа перетину газового тракту, м²

$$F_{\Gamma} = 1,56;$$

- об'ємна витрата димових газів газового тракту, м³/с

$$V_{\Gamma} = \frac{B \cdot V_{\Gamma\Gamma} \cdot (t_{cp} + 273)}{273} = \frac{0,194 \cdot 12,471 \cdot (1562 + 273)}{273} = 16,262$$

де, В – розрахункова витрата палива, м³/с;

V_{ΓΓ} – об'єм продуктів згоряння на одиницю спалюваного палива газового тракту, м³/м³;

- швидкість руху газів, м/с

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B \cdot V_{\Gamma} \cdot (t_{cp} + 273)}{F_{\Gamma} \cdot 273} = \frac{0,194 \cdot 16,262 \cdot (1562 + 273)}{1,56 \cdot 273} = 13,59$$

- значення критерію Рейнольдса, та режим течії газів

$$Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{13,59 \cdot 1,41}{221 \cdot 10^{-6}} = 8,67 \cdot 10^4$$

$Re > 10^4$ – турбулентний режим течії.

Втрати тиску на подолання сил тертя. Для цього спочатку розраховується коефіцієнт опору тертя. При турбулентній течії ($Re=8,67 \cdot 10^4$) з урахуванням шорсткості стінок труби

$$\zeta = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,04}{1,41} + \frac{68}{8,67 \cdot 10^4} \right)^{0,25} = 0,04545$$

де, d – діаметр труби;

Δ – еквівалентна абсолютна шорсткість безшовної металевої труби $\Delta = 0,04$.

При безвідривній течії рідини, що не стискається в каналах визначається втрата тиску на подолання сил тертя, Па

$$\Delta P_{mp} = \zeta \frac{l \cdot \rho \cdot \omega^2}{D \cdot 2} = 0,04545 \frac{5,4 \cdot 0,23 \cdot 13,59^2}{1,41 \cdot 2} = 3,697$$

де, ζ – коефіцієнт опору тертя;

l – довжина каналу, м;

D – еквівалентний діаметр ($D=4F/\Pi$);

Π – периметр каналу, м;

ρ – густина газів, кг/м³;

ω – середня швидкість потоку, м/с.

Визначаємо місцевий опір. Коефіцієнт місцевого опору при повороті потоку в «коліні» на кут 180°

$$\zeta_1 = 1,47.$$

При раптовому звуженні потоку

$$\zeta_2 = 0,5 \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right) = 0,5 \left(1 - \frac{0,29}{1,56} \right) = 0,407$$

де, F_1, F_2 – площі перетину каналів до та після звуження, m^2 ;

При розділенні потоку

$$\zeta_3 = 0,15.$$

Місцевий опір, Па

$$\Delta P_m = (\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3) \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = (1,47 + 0,407 + 0,15) \frac{0,23 \cdot 13,59^2}{2} = 43,05$$

Повний аеродинамічний опір, Па

$$\Delta P_1 = \sum \Delta P_{mp} + \sum \Delta P_m = 3,697 + 43,05 = 46,747$$

2.4 Розрахунок першого конвективного пучка

Початкові данні для розрахунку:

- середня температура, $^{\circ}C$

$$t_{cp} = \frac{1272 + 500}{2} = 886$$

- довжина, м

$$l = 5,0;$$

- діаметр, м

$$d = 0,0545;$$

- кількість труб , шт.

$$n = 124;$$

- площа перетину газового тракту, м²

$$F_{\Gamma} = 0,29;$$

- об'ємна витрата димових газів газового тракту, м³/с

$$V_{\Gamma} = \frac{B \cdot V_{\Gamma\Gamma} \cdot (t_{cp} + 273)}{273} = \frac{0,194 \cdot 12,471 \cdot (886 + 273)}{273} = 10,271$$

де, B – розрахункова витрата палива, м³/с;

$V_{\Gamma\Gamma}$ – об'єм продуктів згоряння на одиницю спалюваного палива в даній ділянці газового тракту, м³/м³;

- швидкість руху газів, м/с

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B \cdot V_{\Gamma} \cdot (t_{cp} + 273)}{F_{\Gamma} \cdot 273} = \frac{0,194 \cdot 10,271 \cdot (886 + 273)}{0,29 \cdot 273} = 29,17$$

- значення критерію Рейнольдса, та режим течії газів

$$Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{29,17 \cdot 0,0545}{143,2 \cdot 10^{-6}} = 11101,7$$

$Re > 10^4$ – турбулентний режим течії.

Втрати тиску на подолання сил тертя. Для цього спочатку розраховується коефіцієнт опору тертя. При турбулентній течії ($Re=11101,7$) з урахуванням шорсткості стінок труби

$$\zeta = 0,02$$

При безвідривній течії рідини, що не стискається в каналах визначається втрата тиску на подолання сил тертя, Па

$$\Delta P_{mp} = \zeta \frac{l \cdot \rho \cdot \omega^2}{D \cdot 2} = 0,02 \frac{5 \cdot 0,3 \cdot 29,17^2}{0,0545 \cdot 2} = 234,1896$$

де, ζ – коефіцієнт опору тертя;

l – довжина каналу, м;

D – еквівалентний діаметр ($D=4F/\Pi$);

Π – периметр каналу, м;

ρ – густина газів, кг/м³;

ω – середня швидкість потоку, м/с.

Визначаємо місцевий опір. Коефіцієнт місцевого опору при повороті потоку в «коліні» на кут 180° ,

$$\zeta_1=1,47.$$

При раптовому звуженні потоку

$$\zeta_2 = 0,5 \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right) = 0,5 \left(1 - \frac{0,175}{0,29} \right) = 0,198$$

де, F_1, F_2 – площі перетину каналів до та після звуження, м²;

При розділенні потоку

$$\zeta_3=0,11.$$

Місцевий опір визначається за формулою, Па

$$\Delta P_m = (\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3) \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = (1,47 + 0,198 + 0,11) \frac{0,3 \cdot 29,17^2}{2} = 226,932$$

Повний аеродинамічний опір, Па

$$\Delta P_2 = \sum \Delta P_{mp} + \sum \Delta P_m = 234,1896 + 226,932 = 461,1216$$

2.5 Розрахунок другого конвективного пучка

Початкові данні для розрахунку:

- середня температура, °С

$$t_{cp} = \frac{500 + 250}{2} = 375$$

- довжина, м

$$l = 5,0;$$

- діаметр, м

$$d = 0,0642;$$

- кількість труб, шт.

$$n = 54;$$

- площа перетину газового тракту, м²

$$F_{\Gamma} = 0,175;$$

- об'ємна витрата димових газів газового тракту, м³/с

$$V_{\Gamma} = \frac{B \cdot V_{\Gamma\Gamma} \cdot (t_{cp} + 273)}{273} = \frac{0,194 \cdot 12,471 \cdot (375 + 273)}{273} = 5,74$$

де, В – розрахункова витрата палива, м³/с;

$V_{\Gamma\Gamma}$ – об'єм продуктів згоряння на одиницю спалюваного палива в даній ділянці газового тракту, м³/м³;

- швидкість руху газів, м/с

$$\omega_r = \frac{B \cdot V_r \cdot (t_{cp} + 273)}{F_r \cdot 273} = \frac{0,194 \cdot 5,74 \cdot (375 + 273)}{0,175 \cdot 273} = 15,1$$

- значення критерію Рейнольдса, та режим течії газів

$$Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{15,1 \cdot 0,0642}{54,3 \cdot 10^{-6}} = 17853$$

$Re > 10^4$ – турбулентний режим течії.

Визначимо втрати тиску на подолання сил тертя. Для цього спочатку розраховується коефіцієнт опору тертя. При турбулентній течії ($Re=17853$) з урахуванням шорсткості стінок труби

$$\zeta = 0,02$$

При безвідривній течії рідини, що не стискається в каналах визначається втрата тиску на подолання сил тертя, Па

$$\Delta P_{mp} = \zeta \frac{l \cdot \rho \cdot \omega^2}{D \cdot 2} = 0,02 \frac{5 \cdot 0,485 \cdot 15,1^2}{0,0642 \cdot 2} = 86,1253$$

де, ζ – коефіцієнт опору тертя;

l – довжина каналу, м;

D – еквівалентний діаметр ($D=4F/\Pi$);

Π – периметр каналу, м;

ρ – густина газів, кг/м³;

ω – середня швидкість потоку, м/с.

Визначаємо місцевий опір. Коефіцієнт місцевого опору при повороті потоку в «коліні» на кут 90° ,

$$\zeta_1=0,1$$

При раптовому розширенні потоку

$$\zeta_2 = \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)^2 = \left(1 - \frac{0,175}{0,923}\right)^2 = 0,657$$

де, F_1, F_2 – площі перетину каналів до та після розширення, м^2 .

Місцевий опір визначається за формулою, Па

$$\Delta P_m = (\zeta_1 + \zeta_2) \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = (0,1 + 0,657) \frac{0,485 \cdot 15,1^2}{2} = 41,856$$

Повний аеродинамічний опір, Па

$$\Delta P_3 = \sum \Delta P_{mp} + \sum \Delta P_m = 86,125 + 41,856 = 127,981$$

2.6 Розрахунок економайзера

Початкові данні для розрахунку:

- середня температура, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{cp} = \frac{250 + 100}{2} = 175$$

- розташування труб – шахове;

- діаметр труб, м

$$d = 0,051 ;$$

- кількість труб по ходу газів, шт

$$z_2 = 16 ;$$

- поперечний крок , мм

$$S_1 = 14 ;$$

- поздовжній крок , мм

$$S_2 = 6 ;$$

- товщина стінки, мм

$$s = 3 ;$$

- об'ємна витрата димових газів газового тракту, м³/с

$$V_{\Gamma} = \frac{B \cdot V_{\Gamma\Gamma} \cdot (t_{cp} + 273)}{273} = \frac{0,194 \cdot 12,471 \cdot (175 + 273)}{273} = 3,97$$

де, В – розрахункова витрата палива, м³/с;

$V_{\Gamma\Gamma}$ – об'єм продуктів згоряння на одиницю спалюваного палива в даній ділянці газового тракту, м³/м³ ;

- швидкість руху газів, м/с

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B \cdot V_{\Gamma} \cdot (t_{cp} + 273)}{F_{\Gamma} \cdot 273} = \frac{0,194 \cdot 3,97 \cdot (175 + 273)}{0,923 \cdot 273} = 1,37$$

- значення критерію Рейнольдса, та режим течії газів

$$Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{1,37 \cdot 0,923}{28,9 \cdot 10^{-6}} = 43755$$

$Re > 10^4$ – турбулентний режим течії.

Поправочний коефіцієнт

$$k = 1,2.$$

Відносний поперечний крок

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{14}{51} = 0,275$$

Діагональний крок

$$S_2' = \sqrt{\frac{1}{4}S_1^2 + S_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4}14^2 + 6^2} = 9,22$$

Відношення

$$\varphi = \frac{S_1 - d}{S_2' - d} = \frac{14 - 51}{9,22 - 51} = 1,13$$

Втрати тиску на подолання сил тертя. Для цього спочатку розраховується коефіцієнт опору тертя для металевих труб квадратного перетину

$$\zeta = 0,335 \cdot \left(\frac{k}{d}\right)^{0,17} = 0,335 \cdot \left(\frac{1,2}{0,981}\right)^{0,17} = 0,347$$

При безвідривній течії рідини, що не стискається в каналах визначається втрата тиску на подолання сил тертя, Па

$$\Delta P_{mp} = \zeta \frac{l \cdot \rho \cdot \omega^2}{D \cdot 2} = 0,347 \frac{1,57 \cdot 0,73 \cdot 1,37^2}{0,981 \cdot 2} = 0,38$$

де, ζ – коефіцієнт опору тертя;

l – довжина каналу, м;

D – еквівалентний діаметр ($D=4F/\Pi$);

Π – периметр каналу, м;

ρ – густина газів, кг/м³;

ω – середня швидкість потоку, м/с.

Визначаємо місцевий опір. Коефіцієнт місцевого опору при повороті потоку в «коліні» на кут 90°,

$$\zeta_1=0,1$$

При раптовому звуженні потоку

$$\zeta_2 = 0,5 \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right) = 0,5 \left(1 - \frac{0,8}{0,923} \right) = 0,0267$$

де, F_1, F_2 – площі перетину каналів до та після звуження, m^2 ;

Місцевий опір визначається за формулою, Па

$$\Delta P_m = (\zeta_1 + \zeta_2) \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = (0,1 + 0,0267) \frac{0,73 \cdot 1,37^2}{2} = 0,087$$

Місцевий опір шахового пучка визначається за формулою, Па

$$\Delta P_{\text{поп}} = \zeta_c \cdot k_c \cdot \frac{\omega^2}{2} \rho$$

Коефіцієнт опору визначається за формулою

$$\zeta = \zeta_0 (z_2 + 1)$$

$$\text{де, } \zeta_0 = C_s \text{ Re}^{-0,27}$$

коефіцієнт опору, що відноситься до одного ряду пучка, а $C_s=3,2+0,66(1,7-\varphi)^{1,5}=3,5$ (при $\sigma_1 1,44$) – коефіцієнт форми шахового пучка.

$$\zeta_0 = C_s \text{ Re}^{-0,27} = 3,5 \cdot 43755^{-0,27} = 0,195$$

$$\zeta = \zeta_0 (z_2 + 1) = 0,195(16 + 1) = 3,3223$$

Місцевий опір шахового пучка, Па

$$\Delta P_{\text{поп}} = 3,3223 \cdot 1,2 \cdot \frac{1,37^2}{2} \cdot 0,73 = 2,7312$$

Повний аеродинамічний опір четвертої ділянки, Па

$$\Delta P_4 = \sum \Delta P_{\text{mp}} + \sum \Delta P_{\text{м}} + \sum \Delta P_{\text{поп}} = 0,38 + 0,087 + 2,7312 = 3,1982$$

2.7 Розрахунок газоходу до димової труби

Початкові данні для розрахунку:

- середня температура, °С

$$t_{\text{cp}} = \frac{250 + 100}{2} = 175$$

- довжина, м

$$l = 8;$$

- площа перетину, м²

$$F_{\Gamma} = 1 \cdot 0,8 = 0,8;$$

- об'ємна витрата димових газів газового тракту, м³/с

$$V_{\Gamma} = \frac{B \cdot V_{\text{ГТ}} \cdot (t_{\text{cp}} + 273)}{273} = \frac{0,194 \cdot 12,471 \cdot (175 + 273)}{273} = 3,97$$

де, В – розрахункова витрата палива, м³/с;

$V_{\text{ГТ}}$ – об'єм продуктів згоряння на одиницю спалюваного палива газового тракту, м³/м³;

- швидкість руху газів, м/с

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B \cdot V_{\Gamma} \cdot (t_{cp} + 273)}{F_{\Gamma} \cdot 273} = \frac{0,194 \cdot 3,97 \cdot (175 + 273)}{0,8 \cdot 273} = 1,58$$

- значення критерію Рейнольдса, та режим течії газів

$$Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{1,58 \cdot 0,8}{28,9 \cdot 10^{-6}} = 43733$$

$Re > 10^4$ – турбулентний режим течії.

Втрати тиску на подолання сил тертя. Для цього спочатку розраховується коефіцієнт опору тертя для металевих труб

$$\zeta = 0,02$$

При безвідривній течії рідини, що не стискається в каналах визначається втрата тиску на подолання сил тертя, Па

$$\Delta P_{mp} = \zeta \frac{l \cdot \rho \cdot \omega^2}{D \cdot 2} = 0,02 \frac{8 \cdot 0,95 \cdot 1,58^2}{0,8 \cdot 2} = 0,237$$

де, ζ – коефіцієнт опору тертя;

l – довжина каналу, м;

D – еквівалентний діаметр ($D=4F/\Pi$);

Π – периметр каналу, м;

ρ – густина газів, кг/м³;

ω – середня швидкість потоку, м/с.

Визначаємо місцевий опір. Коефіцієнт місцевого опору при повороті потоку в «коліні» на кут 90° ,

$$\zeta_1=0,1.$$

Коефіцієнт місцевого опору при повороті потоку в «коліні» на кут 180° ,

$$\zeta_2=1,47.$$

При раптовому розширенні потоку

$$\zeta_3 = \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)^2 = \left(1 - \frac{0,8}{1,13}\right)^2 = 0,09$$

де, F_1, F_2 – площі перетину каналів до та після звуження, m^2 .

Місцевий опір визначається за формулою, Па

$$\Delta P_m = (\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3) \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = (0,1 + 1,47 + 0,09) \frac{0,95 \cdot 1,58^2}{2} = 1,968$$

Повний аеродинамічний опір четвертої ділянки, Па

$$\Delta P_5 = \sum \Delta P_{mp} + \sum \Delta P_m = 0,237 + 1,968 = 2,205$$

2.8 Розрахунок димової труби

Початкові данні для розрахунку:

- середня температура, $^\circ C$

$$t_{cp} = \frac{100 + 90}{2} = 95$$

- довжина, м

$$l = 40;$$

- діаметр , м

$$d = 1,2;$$

- площа перетину , м²

$$F_{\Gamma} = 1,13 \text{ м}^2;$$

- об'ємна витрата димових газів в даній ділянці газового тракту, м³/с

$$V_{\Gamma} = \frac{B \cdot V_{\Gamma\Gamma} \cdot (t_{cp} + 273)}{273} = \frac{0,194 \cdot 12,471 \cdot (95 + 273)}{273} = 3,26$$

де, B – розрахункова витрата палива, м³/с;

$V_{\Gamma\Gamma}$ – об'єм продуктів згоряння на одиницю спалюваного палива в даній ділянці газового тракту, м³/м³;

- швидкість руху газів, м/с

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B \cdot V_{\Gamma} \cdot (t_{cp} + 273)}{F_{\Gamma} \cdot 273} = \frac{0,194 \cdot 3,26 \cdot (95 + 273)}{1,13 \cdot 273} = 0,75$$

- значення критерію Рейнольдса, та режим течії газів

$$Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{0,75 \cdot 1,2}{20,8 \cdot 10^{-6}} = 43269$$

$Re > 10^4$ – турбулентний режим течії.

Втрати тиску на подолання сил тертя. Для цього спочатку розраховується коефіцієнт опору тертя для металевих труб

$$\zeta = 0,02$$

При безвідривній течії рідини, що не стискається в каналах визначається втрата тиску на подолання сил тертя, Па

$$\Delta P_{mp} = \zeta \frac{l \cdot \rho \cdot \omega^2}{D \cdot 2} = 0,02 \frac{40 \cdot 0,95 \cdot 0,75^2}{1,2 \cdot 2} = 0,178$$

де, ζ – коефіцієнт опору тертя;

l – довжина каналу, м;

D – еквівалентний діаметр ($D=4F/\Pi$);

Π – периметр каналу, м;

ρ – густина газів, кг/м³;

ω – середня швидкість потоку, м/с.

Визначаємо опір самотяги димової труби, який виникає при сполученні труби з навколишнім середовищем, Па

$$\Delta h_c = \pm g \cdot (\rho_0 - \rho) \cdot h = -9,81 \cdot (1,395 - 0,95) \cdot 40 = -174,618$$

Повний аеродинамічний опір, Па

$$\Delta P_6 = \sum \Delta P_{mp} + \Delta h_c = 0,178 - 174,618 = -174,44$$

2.9 Розрахунок самотяги котла

Дані для розрахунку:

- теоретична температура горіння, °С

$$\vartheta_a = 1852 ;$$

- середня температура топки, °С

$$g_{cp} = \frac{1852+100}{2} = 976$$

- температура на виході з котла до труби , °С

$$g_n'' = 100$$

- висота від осі топки до виходу в трубу, м

$$H_T = 3,227 ;$$

- щільність зовнішнього повітря при $t = -20$ °С , кг/м³

$$\rho_0 = 1,395 ;$$

- щільність димових газів при $t = 976$ °С, кг/м³

$$\rho_d = 0,301 .$$

Самотяга котла, Па

$$P_{cn} = H_T \cdot g \cdot (\rho_0 - \rho \cdot \frac{273}{273 + g_{cp}}) = 3,227 \cdot 9,81 \cdot (1,395 - 0,301 \cdot \frac{273}{273 + 976}) = -42,078$$

Повний перепад тиску на весь котел, Па

$$\begin{aligned} \Delta P &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + P_{cn} = \\ &= 46,747 + 461,1216 + 127,981 + 3,1982 + 2,205 - 174,44 - 42,078 = 424,7348 \end{aligned}$$

Далі по визначеному повному гідравлічному опору ΔP розраховується потужність, яка необхідна для переміщення теплоносія через тепловий агрегат, Вт

$$N = \frac{V_{\Gamma} \cdot \Delta P}{\eta} = \frac{16,262 \cdot 424,7348}{0,93} = 7426,9$$

де, V_{Γ} – об’ємна витрата теплоносія, м³/с;

η – коефіцієнт корисної дії вентилятора.

Згідно з рисунком 2.1 теплосприйняття по ділянках котла інтенсифікатори вигідно встановити в другому ході димогарних труб. Це встановлення збільшить аеродинамічний опір ділянки.

За рахунок цього збільшиться температура на виході з ділянки, збільшиться теплосприйняття ділянки, збільшиться ККД котла в цілому.

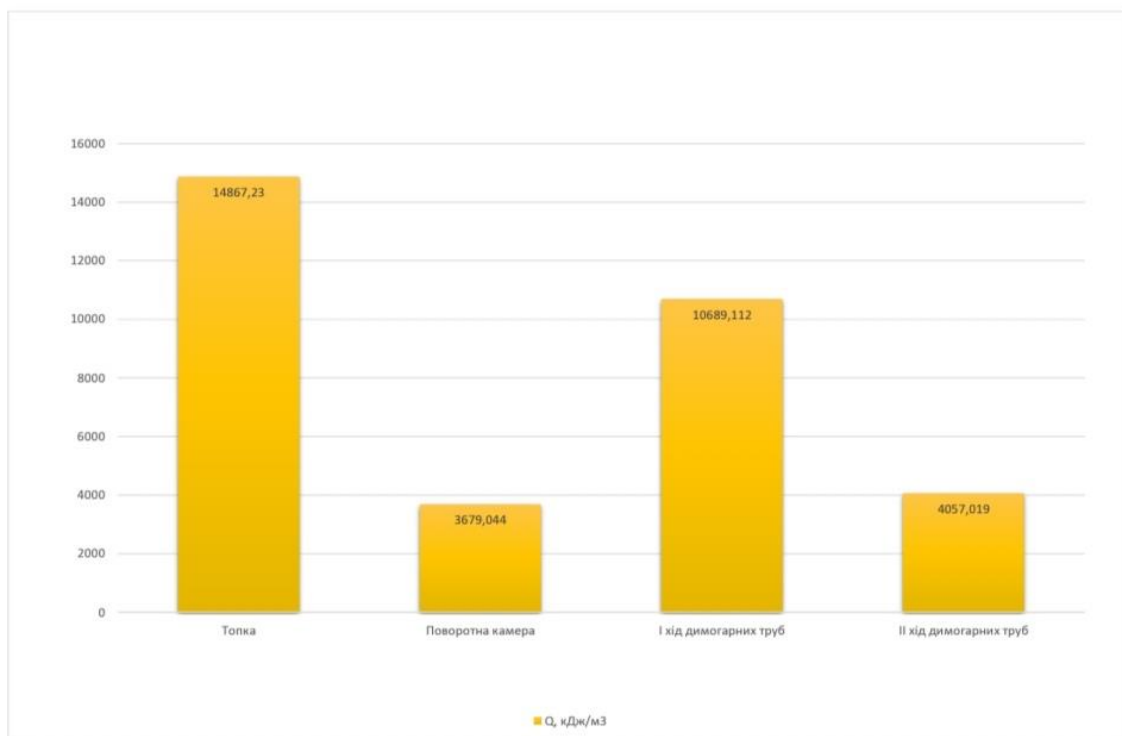


Рисунок 2.1 – Теплосприйняття на ділянках котла

2.10 Розрахунок теплообміну і теплового балансу з удосконаленими вузлами конструкції

Експерименти, проведені з використанням в якості інтенсифікатора скрученої стрічки, показують найкращі результати.

Це пояснюється додатковим закручуванням потоку газів в трубних елементах і відповідно інтенсифікації теплообміну від газів до внутрішньої поверхні стінки.

Детально дослідження завихрювачів різного виду проведено Вінницьким національним технічним університетом . В результатах вказується, що довжина завихрювача дорівнює 0,75...1,0 довжини димогарної труби .

Особливу увагу заслуговують скручені хрестоподібні стрічки, що приводить до (10...80) % підвищення теплового потоку завдяки інтенсифікації конвективної складової теплового потоку

Зробимо попередній аналіз збільшення теплосприйняття

Проаналізуємо формулу

$$Q = \alpha(t_2 - t_{cm})F$$

де, F - площа теплосприйняття, до та після встановлення інтенсифікаторів (не змінюється так як , $F = \text{const}$)

$$F = \pi \cdot d \cdot l \cdot n = 3,14 \cdot 0,07 \cdot 5 \cdot 54 = 59$$

α - коефіцієнт теплопередачі, буде змінюватися в залежності від конструкції інтенсифікатора.

Енергія теплосприйняття без встановлення інтенсифікаторів становить, Вт

$$Q = 20(500 - 190)59 = 365800$$

Якщо α збільшиться, наприклад, до 60, то енергія становитиме, Вт

$$Q = 60(500 - 190)59 = 1097400$$

При цьому економія палива становитиме м³/год

$$\Delta B = \frac{3600 \cdot \Delta Q \cdot 10^{-6}}{Q_n^p} = \frac{3600 \cdot (1097400 - 365800) \cdot 10^{-6}}{35} = 75,25$$

В результаті дослідження інтенсифікації теплообміну в жаротрубному елементі котла були отримані позитивні результати. Виявлено збільшення ККД котла до рівня 94 %. Тобто, збільшення корисної дії потужності без збільшення габаритів котла і незначним збільшенням маси котла.

В результаті розрахунків отримано значення ККД котла

$$\eta = 100 - \sum q_{nom.} = 100 - 6,0 = 94$$

$$\text{де, } \sum q_{nom.} = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{бул.} + q_{бохл.} = 3,7 + 1,5 + 0 + 0,8 + 0 + 0 = 6,0$$

На рисунку 2.2 зображено статті теплового балансу котла .

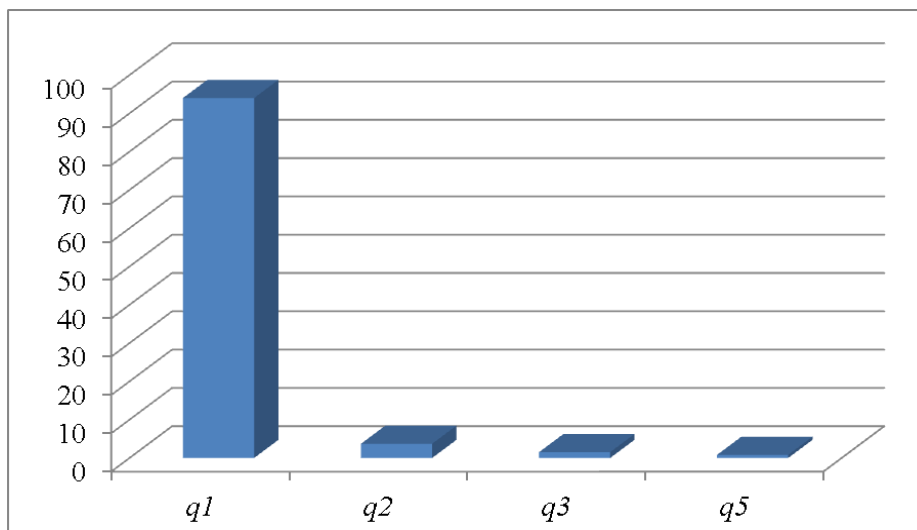


Рисунок 2.2 - Статті теплового балансу котла

3 АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ

3.1 Опис об'єкта керування

Котел типу VSP 1000 призначений для отримання пари для виробничих цілей. Необхідне для цього тепло виділяється при згоранні палива в котельній камері. Паливом є природний газ. Для спалювання природного газу передбачена установка пальника.

Процес отримання пара протікає в наступному порядку: відцентровими насосами живильна вода безперервно подається в барабан котла, перш ніж потрапити в барабан котла, живильна вода проходить через економайзер, барабан котла служить розподілом котельної води і збір утвореної пари.

Відпрацьовані гази спочатку охолоджуються в котельній камері, віддаючи тепло радіаційним способом екранним трубам, потім охолоджуються за рахунок конвекції, проходячи економайзер. Димові гази (продукти згорання) з топки вбираються димососом і викидаються через димову трубу в атмосферу.

Для забезпечення нормального режиму горіння палива в топку вентилятором подається повітря.

3.2 Норми технологічного режиму

Опис та характеристику технологічних величин та припустимі відхилення представлені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Номінальні значення технологічних параметрів

Назва технологічного параметра	Одиниця вимірювання	Діапазон вимірювання	Допустиме відхилення
1	2	3	4
1. Тиск пари в котлі	МПа	0...1,6	±0,05
2. Витрата пари	т/час	0 ... 20	±0,5

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4
3. Рівень води в котлі	см	± 20	±0,5
4. Тиск газу перед котлом	кПа	0...25	±0,5
5. Тиск газу на пальник	кПа	0...4	±0,5
7. Витрата газу: - зимня - літня	м ³ /год	0 ... 1600 0 ... 800	±50
8. Тиск повітря на пальник котла	Па	0...500	±50
9. Розрідження на виході з котла	Па	± 200	±10
10. Розрідження до економайзера та після	Па	- 200...0	±10
11. Розрідження перед димомосом	Па	- 1600...0	
12. Температура пара за котлом	°С	200	±10
13. Температура димових газів до та після економайзера	°С	до – 300 после - 200	±10
14. Температура води після економайзера	°С	150	±5
15. Витрата води на котел	т/ч	0...25	±10

3.3 Задачі контролю та керування технологічним процесом

Для забезпечення безпечного використання обладнання, забезпечення безпеки персоналу, норм і правил, отримання оптимальних показників ККД та КВП обладнання, а також зменшення норм витрати електроенергії потрібно чітко дотримуватися норм ведення технологічного режиму.

До параметрів, які необхідно регулювати, відносять:

- рівень води в котлі;
- розрідження на виході з котлу;
- співвідношення «тиск газу - тиск повітря»;
- тиску пара в котлі.

До параметрів контролю відносять всі параметри, що підлягають регулюванню, а також наступні:

- температури живильної води до економайзера з установкою приладу за місцем;

- температури живильної води після економайзера з установкою приладів за місцем, на шафі КВП і організацією вимірювального каналу в блоці управління котлом;

- температури відхідних газів до і після економайзера з установкою приладів за місцем, на шафі КВП і організацією вимірювального каналу в блоці управління котлом;

- температури пара за котлом з установкою приладів за місцем, на шафі КВП і організацією вимірювального каналу в блоці управління котлом;

- тиску газу перед котлом з установкою приладу за місцем;

- тиску газу в загальному колекторі газопроводу перед пальниками котла з установкою приладу за місцем, на шафі КВП і організацією вимірювального каналу в блоці управління котлом;

- тиску газу на кожній конфорці котла з установкою приладів за місцем;

- тиску повітря в загальному повітроводі до пальників котла з установкою приладу на шафі КВП і організацією вимірювального каналу в блоці управління котлом;

- тиску живильної води до і після економайзера з установкою приладів за місцем;

- тиску живильної води на обвідній лінії економайзера з установкою приладу за місцем;

- розрідження у верхній частині топки котла з установкою приладу на шафі КВП і організацією вимірювального каналу в блоці управління котлом;
- розрідження до і після економайзера з установкою приладу за місцем;
- розрідження перед димососом з установкою приладу за місцем;
- тиску пари в барабані котла з установкою приладу за місцем, організацією вимірювального каналу в блоці управління котлом, а також на шафі КВП з реєстрацією;
- тиску пари за котлом з установкою приладу за місцем;
- рівня води в барабані котла з установкою приладу за місцем, організацією вимірювального каналу в блоці управління котлом, а також на шафі КВП з реєстрацією;
- витрати пари з організацією вимірювального каналу в блоці управління котлом, а також на шафі КВП з реєстрацією;
- витрати газу з організацією вимірювального каналу в блоці управління котлом, а також на шафі КВП з реєстрацією;
- витрати води на котел з організацією вимірювального каналу в блоці управління котлом, а також на шафі КВП.

В якості параметрів сигналізації обираємо:

- збільшення тиску газу перед пальником;
- зменшення тиску газу перед пальником;
- зменшення тиску повітря до пальника котла;
- зменшення розрідження на виході котлу;
- зменшення рівня води в котлі;
- збільшення рівня води в котлі;
- збільшення тиску пара в котлі;
- згасання полум'я запальника;
- згасанні полум'я пальника.

3.4 Призначення, цілі та автоматизовані функції системи керування

За допомогою блоку управління здійснюється автоматичний розпал котла, контроль і регулювання основних параметрів, управління технологічним обладнанням і автоматичний захист котла при неприпустимому відхиленні величин параметрів, з фіксацією першопричини спрацьовування захисту і подачею звукового сигналу.

3.5 Вибір і обґрунтування методів автоматичного контролю технологічних параметрів

Вибір того або іншого методу вимірювання обумовлено наступними факторами: діапазоном вимірювання технологічного параметра, чутливістю вимірювання, лінійністю статичної характеристики, похибка вимірювання. Причому, вибір кожного з перетворювачів проводився з урахуванням допустимої похибки вимірювання технологічного параметру поділеного на 3. Це обумовлено необхідністю забезпечення достатньої точності вимірювального каналу

$$\sigma = \frac{\Delta X}{X} \cdot 100\%$$

Прилад для вимірювання цього параметру повинен мати відносне відхилення не більше ніж у три рази менше. Похибки вимірювання технологічних параметрів приведено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Похибка вимірювання технологічних параметрів

Назва технологічного параметра	Допустиме відхилення	Похибка методу вимірювання, %
1	2	3
1. Тиск пари в котлі	0,3	0,1

Продовження таблиці 3.2

1	2	3
2. Витрата пари	2,5	0,83
3. Рівень води в котлі	2,5	0,83
4. Тиск газу перед котлом	2	0,66
5. Тиск газу на пальник	2,5	0,83
7. Витрата газу	3,1	1
8. Тиск повітря на пальник котла	2,5	0,83
9. Розрідження на виході з котлоагрегату	2,5	0,83
10. Розрідження до економайзера та після	5	1,66
11. Розрідження перед димососом	5	1,66
12. Температура пара за котлом	2,5	0,83
13. Температура димових газів до та після економайзера	2,5	0,83
14. Температура живильної води після економайзера	3,33	1
15. Витрата води на котел	2,0	1,66

3.6 Вибір комплексу технічних засобів

Передбачена установка блоку автоматичного керування котлом типу БАУ-ТП-1 «Альфа-М», який випускається Запорізьким НПО «Промелектроніка». Блок являє собою мікроконтролер, який легко адаптується для виконання будь-якого завдання в режимі реального часу. За допомогою блоку управління здійснюється автоматичний розпал котла, контроль і регулювання основних параметрів, управління технологічним обладнанням і автоматичний захист котла при неприпустимому відхиленні величин

параметрів, з фіксацією першопричини спрацьовування захисту і подачею звукового сигналу.

До складу блоку входять вбудовані перетворювачі аналогових та дискретних сигналів, ПІД-регулятори, вихідні ключі. Ведеться журнал аварійних зупинок з фіксацією першопричини аварії.

На індикаторі блоку відображаються назва операції автоматичного керування, яка виконується в даний момент часу, а також поточні значення параметрів:

- тиск газу (верхній рядок), тиск повітря (нижній рядок) - датчики з струмовим вихідним сигналом (АІР-20 ДИ) з двома вихідними сигналами - 0-5 мА - в БАУ, 4-20 мА - на ІТМ-11 («Мікрол», Івано-Франківськ);

- розрідження у верхній частині топки котла - датчики з струмовим вихідним сигналом (АІР-20 ДИ) з двома вихідними сигналами - 0-5 мА - в БАУ, 4-20 мА - на ІТМ-11 («Мікрол», Івано-Франківськ);

- рівень води в барабані котла - датчик з струмовим вихідним сигналом (АІР-20 ДД) з двома вихідними сигналами - 0-5 мА - в БАУ, 4-20 мА - на реєструючий прилад;

- тиск пара в барабані котла - датчик з струмовим вихідним сигналом (АІР-20 ДИ) з двома вихідними сигналами - 0-5 мА - в БАУ, 4-20 мА - на реєструючий прилад;

- витрата пара - датчик з струмовим вихідним сигналом (АІР-20 ДД) з двома вихідними сигналами - 0-5 мА - в БАУ, 4-20 мА - на реєструючий прилад;

- витрата газу - датчик з струмовим вихідним сигналом (АІР-20 ДД) з двома вихідними сигналами - 0-5 мА - в БАУ, 4-20 мА - на реєструючий прилад;

- температура пара за котлом - датчик - термоперетворювач опору;

- температура відхідних газів до економайзера - датчик - термоперетворювач опору ;

- температура відхідних газів після економайзера - датчик - термоперетворювач опору;

- температура живильної води після економайзера - датчик - термоперетворювач опору.

Для вимірювання витрати прийнято рішення використати метод змінного перепаду тиску. Первинними вимірювальними перетворювачами служать діафрагми. Для вимірювання перепаду тиску прийнято рішення використати тензоперетворювачі типу АИР-20 ДД з дистанційною передачею значення вимірюваної величини.

Для вимірювання тиску доцільно використовувати тензоперетворювачі типу АИР-20 ДИ з дистанційною передачею значення вимірюваної величини.

Для вимірювання рівня використати рівномірну колонку, як первинний перетворювач, перепад тиску з колонки вимірювати тензоперетворювачем типу АИР-20 ДД з дистанційною передачею значення вимірюваної величини.

Вимірювання температури проводити перетворювачем опору типу ТСП, що має похибку вимірювання не більше 0,5 %.

Як регулюючий пристрій всіх систем автоматичного регулювання служить блок автоматичного управління котлом. Включення в роботу регуляторів здійснюється за заданою програмою з можливістю перекладу кожного з них на дистанційний режим управління відповідними регулюючими органами. У всіх системах регулювання передбачена можливість для введення вихідних даних, статичної настройки і зміни параметрів динамічної настройки регуляторів.

Послідовність включення систем регулювання газодинамічного режиму роботи котла в автоматичний режим наступна: спочатку включаються регулятор розрідження, потім співвідношення «газ-повітря», потім регулятор навантаження (тиску пара в барабані котла). Переклад цих систем з автоматичного режиму на дистанційний необхідно проводити в зворотному порядку, починаючи з системи автоматичного регулювання тиску пара в барабані котла.

В якості виконавчого пристрою на лінії газу – клапан ВН4М-0,5К, який включає в себе функції відсічного та регулюючого клапанів.

В якості виконавчого пристрою на лінії живильної води – механізм реверсивний прямоходний МРП 1,6.

В якості виконавчих пристроїв на лініях повітря та відхідних газів – механізм електричний однооборотний МЭО-40 та МЭО-100 відповідно.

3.7 Опис функціональної схеми АСКТП

Обрані технічні засоби автоматизації згруповані у полі креслення за призначенням та метою функціонування. Контури контролю та керування побудовані таким чином, щоб реалізувати задачі АСКТП.

Індикація основних температур необхідних для об'єктивної оцінки роботи обладнання:

- температура пара на виході з котла - первинний прилад ТСП 1088 позиція 7а;

- температура живильної води на вході в котел - первинний прилад ТСП 1088 позиція 7б;

- температура відхідних газів на виході з котла - первинний прилад ТСП 1088 позиція 7в;

- температура відхідних газів на виході з економайзера - первинний прилад ТСП 1088 позиція 7г.

Сигнали з цих датчиків через перемикач ПТИ-М позиція 7д надходять на логометр Ш4541/1 позиція 7е.

Дубляж цих параметрів реалізований такими ж термометрами опору позиція 6а, 6б, 6в, 6г з відображенням температур на дисплеї блока керування позиція 18.

Реєстрація параметрів, за вимогами правил безпечної експлуатації котлів:

- тиск пара в котлі – датчик АИР-20ДИ позиція 34а;

- рівень води в котлі – датчик АИР-20ДД позиція 37а;

- витрата пара з котла – датчик АИР-20ДД позиція 38б;
- витрата газу на котел – датчик АИР-20ДД позиція 40б.

Реєструючими приладами є прилади РМТ 49DM/1 позиція 34б, 37б, 38в, 40в.

Індикація витрати живильної води на котел – датчик АИР-20ДД позиція 39б, вторинний прилад ІТМ-11 позиція 39в, дубляж на дисплеї блока керування позиція 18.

Індикація параметрів газоповітряного тракту:

- розрідження в котлі – датчик АИР-20ДИВ позиція 33а, вторинний прилад ІТМ-11 позиція 33б;
- тиск повітря на пальник – датчик АИР-20ДИ позиція 35а, вторинний прилад ІТМ-11 позиція 35б;
- тиск газу на пальник – датчик АИР-20ДИ позиція 36а, вторинний прилад ІТМ-11 позиція 36б.

3.8 Регулятор рівня води в котлі

Призначення - утримувати постійну задану величину рівня води в барабані котла шляхом зміни подачі живильної води до економайзера котла. Допустиме відхилення величини рівня (зона нечутливості) - $\pm 0,5$ см. Інформація про величину рівня води котлі береться по каналу вимірювання поточного значення цього параметра в блоці управління котлом (АИР-20ДД позиція 37а).

У блоці управління котлом БАУ-ТП-1 «Альфа-М» організовано додаткове вікно для вибору режиму роботи регулятора рівня води в барабані котла. При цьому в верхньому рядку індикатора висвічується напис «Рег. уровня авт. », а в нижній -« Да »або« Нет ». Вибір режиму роботи даного регулятора здійснюється кнопками блоку «Больше» або «Меньше».

Регулюючий орган - регулюючий клапан на лінії живильної води перед економайзером з виконуючим механізмом МРП 1,6 позиція 37в.

3.9 Регулятор розрідження на виході з котла

На регулятор розрідження покладається завдання підтримки постійного розрідження (- 25 Па) на виході з котла. Передбачена можливість зміни на працюючому котлі заданої величини розрідження. Інформація про величину розрідження у верхній частині топки котла береться по каналу вимірювання поточного значення цього параметра в блоці управління котлом (АИР-20ДИВ позиція 33а).

Регулюючий орган даної системи регулювання - направляючий апарат димососа з виконуючим механізмом МЭО-100 позиція 33г.

3.10 Регулятор співвідношення «газ-повітря»

Призначення - підтримувати по технологічній залежності «тиск газу - тиск повітря» задане співвідношення між кількістю газу і повітря у всьому діапазоні зміни подачі газу, що визначається за режимній карті.

Допустиме відхилення величини тиску повітря (зона нечутливості) - ± 5 Па. Можна визначати на працюючому котлі нових даних по величинам тиску газу і тиску повітря при складанні нових режимних карт.

Інформація про величинах тиску газу і повітря береться по каналах вимірювання поточних значень цих параметрів в блоці управління котлом (АИР-20ДИ позиція 35а, 36а).

Для налагодження регулятора в програмі блоку управління передбачена налагоджувальна програма.

Регулюючий орган даної системи регулювання - направляючий апарат вентилятора з виконуючим механізмом МЭО-40 позиція 35в.

3.11 Регулятор навантаження

Призначення - утримувати постійною задану величину тиску пара в барабані котла шляхом зміни подачі мазуту до пальників. Допустиме відхилення величини тиску (зона нечутливості) - $\pm 0,01$ МПа.

Передбачена можливість зміни заданої величини тиску пара в барабані котла.

Інформація про величину тиску пара в барабані котла береться по каналу вимірювання поточного значення цього параметра в блоці управління котлом (АИР-20ДИ позиція 34а).

Регулюючий орган - газова регулююча заслонка, що входить до складу відсічного клапана типу ВН6М-1КП позиція 34в.

Розпал запальника та контроль полум'я запальника реалізований електрозапальником ЭЗ-1 позиція 41б.

Контроль полум'я пальника реалізований фотодатчиком активним ФДА позиція 43а.

Клапан автоматичного розпалу запальника ВН3/4Н-02 (УА3).

Клапан автоматичного продування газопроводу ВФ1Н-4 (УА2).

Відсічний клапан типу ВН6М-1КП (УА1).

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ

4.1 Основні шкідливі і небезпечні фактори на виробництві

Котельна установка є комплексом пристроїв, розміщених в спеціальних приміщеннях і службовців для перетворення хімічної енергії палива в теплову енергію пара, і відноситься до небезпечних видів виробництва.

Суворе дотримання правил та інструкцій, виконання вимог промислової санітарії та пожежної безпеки може гарантувати безпечну працю на котельних установках.

При нормальній роботі котельної установки відбувається безперервний викид в атмосферу продуктів згорання, в яких завжди присутні речовини, що роблять шкідливий вплив на життєдіяльність рослин, тварин і людей.

Спалювання газу супроводжується надходженням в атмосферу вуглекислого газу CO_2 , оксидів азоту (NO_2 і NO), невеликої кількості продуктів неповного згорання - оксиду вуглецю і метану CH_4 . Існують норми гранично допустимих концентрацій шкідливих речовин (ГДК). У робочій зоні встановлюються наступні норми ГДК:

- оксиду сірки SO_2 - 10 мг / м³;
- оксиду сірки SO_3 - 1 мг / м³;
- оксиду азоту NO_2 - 5 мг / м³;
- оксиду вуглецю CO - 20 мг / м³.

При роботі котельної установки на газоподібному паливі можливий витік газу, отруєння газом обслуговуючого персоналу, аварії газового господарства, вибух і пожежа.

Робота всього основного і допоміжного обладнання здійснюється від мережі напругою 220 і 380 В.

При роботі котлів, димососів, мережевих і підживлювальних насосів, пальників підвищується рівень шуму і відбувається вібрація, що надає короточасний негативний вплив на людину, що знаходиться поблизу

працюючих механізмів. Шум, створюваний при роботі котельного устаткування постійний, має безперервним спектром шириною більше 1 октави.

4.2 Заходи щодо захисту персоналу від шкідливих і небезпечних факторів

Для нормальної роботи персоналу необхідне створення допустимих мікрокліматичних умов, для захисту від шуму і вібрації всі побутові приміщення, майстерня, кімната майстра і операторська відокремлені від виробничих глухими стінами.

Для безпечної роботи котли та допоміжне обладнання оснащені необхідними приладами КВП і А, необхідними технологічними захистами, що включають звукову сигналізацію при відхиленні технологічних параметрів від норми. Газопроводи котельні після монтажу проходять випробування на щільність та міцність, проводиться дефектоскопія зварних стиків газопроводів, фарбуються в умовний жовтий колір і здаються представнику Держнаглядохоронпраці.

Для захисту персоналу від ураження електричним струмом застосовується захисне заземлення. Пристрій внутрішнього контуру заземлення, що прокладається відкрито по стінах і по підлозі смуговою сталлю 25×4 мм. Передбачене заземлення та занулення шаф, щитів, корпусів електродвигунів та іншого обладнання, яке може виявитися під напругою; заземлення щита КВП і А; заземлення кабельних конструкцій і металоконструкцій технологічних майданчиків. Внутрішній контур заземлення приєднаний до зовнішнього.

Зовнішній контур заземлення виконаний 5-ти стрижневим (електроди діаметром 20мм, $L = 3$ м), з'єднаний смуговою сталлю 40×4 мм. Крім заземлення, електроустановка підлягає занулення.

Блискавкозахист виконується шляхом приєднання металоконструкцій труби котельні до зовнішньої магістралі заземлення блискавкозахисту. Зовнішня магістраль блискавкозахисту виконується 3-х стрижневим (електроди

діаметром 20мм, L = 3м), з'єднаної смуговою сталлю 40 × 4 мм. Опір розтікання струму не повинно перевищувати 10 Ом.

4.3 Електробезпека

Мережі електропостачання виконуються кабелями, прокладеними в землі, на тросі і по стіні будівлі.

Для прийому і розподілу електроенергії передбачається установка електрощитової, шафи АВР та шафи розподільного типу ПР11. Для управління роботою мережевих насосів передбачається установка в насосній шафі управління ШУ1. Як пускової і захисної апаратури прийняті електромагнітні пускачі і автоматичні вимикачі. Система зовнішнього та внутрішнього освітлення живиться від внутрішніх мереж електропостачання. Передбачено аварійне освітлення, що включається при аварії, яке живиться від автономної електростанції.

Безпека електрообладнання забезпечується за допомогою ізоляції струмоведучих частин і їх закриття, заземлення корпусів електроустаткування і елементів електроустановок, блокування апаратів для запобігання помилкових операцій за допомогою автоматичних вимикачів АЕ2000. За кваліфікацією приміщень, за ступенем небезпеки ураження людей електричним струмом приміщення котельні відноситься до особо небезпечних приміщень.

Створюють підвищену небезпеку такі умови:

- підвищена вологість ($\phi < 75 \%$);
- струмопровідні залізобетонні підлоги;
- підвищена температура ($> + 30 \text{ }^\circ \text{C}$);
- можливість одночасного дотику людини до з'єднання з землею металоконструкцій, технологічним апаратам, механізмам, металевих корпусів електрообладнання.

Персонал котельні забезпечений засобами індивідуального захисту від ураження електричним струмом в електромережах з напругою до 1000 В

(діелектричні рукавички і калоші, гумові килимки, ізольовані підставки, інструмент з ізольованими ручками).

4.4 Виробнича санітарія

Передбачена система загального освітлення приміщень і такі види освітлення: природне, робоче, аварійне і ремонтне.

Природне освітлення виробничих приміщень здійснюється через верхні світлові прорізи, природне освітлення побутових приміщень здійснюється через вікна в побутових приміщеннях. Вікна розташовані на висоті 1,2 м від рівня підлоги, висота віконних прорізів 3 м.

Робоче освітлення здійснюється за допомогою загального освітлення і місцевого. Загальне освітлення застосовується для всього виробничого приміщення, поєднується загальне освітлення рівномірне з локалізованим (прилади КВП, димосос та інше обладнання). Місцеве освітлення застосовується тільки для освітлення робочої зони (операторів, апаратника ХВО та інших робочих місць).

Аварійне освітлення передбачається на випадок раптового відключення робочого освітлення і становить не менше 5 % від робочого освітлення. Нормоване значення коефіцієнта природної освітленості з урахуванням характеру зорової роботи і світлового клімату в районі розташування будівлі визначається за формулою, %

$$E_n = e \cdot m \cdot c,$$

де e – коефіцієнт природної освітленості, $e=1$ %;

m – коефіцієнт світлового клімату (без урахування прямого сонячного світла), який визначається в залежності від району розташування будівлі, $m=0,9$;

c - коефіцієнт сонячності клімату (з урахуванням прямого сонячного світла), $c=0,95$,

$$E_n=1 \cdot 0,9 \cdot 0,95=0,855.$$

Напруга мережі освітлення $\sim 220\text{В}$. Для ремонтних робіт передбачено знижена напруга $\sim 12\text{В}$, $\sim 36\text{В}$. Для забезпечення безпеки персоналу після тривалої зупинки котельні передбачається установка вибухобезпечного світильника. Управління роботою світильника виконується вимикачем, який встановлюється на зовнішній стіні котельні.

При штучному освітленні в якості джерел світла використовуються світильники таких типів:

- з люмінесцентними світильниками марки TMFZ IP 65;
- з світильниками типу «HIGH BAY».

Як освітлювального та аварійного щитків прийняті щитки ЩА 1211 і ЩАО611.

Групові освітлювальні мережі виконуються:

- проводом ППВ під штукатуркою;
- кабелем ВВГнг, прокладених відкрито на скобах, по проєктованим кабельних конструкціях і з стиках плит перекриттів.

Управління освітленням передбачається з щитка і вимикачами за місцем.

4.5 Вентиляція та опалення

Для забезпечення триразового повітрообміну в котельному залі передбачається приточно-витяжна вентиляція. Видалення повітря здійснюється за допомогою дефлекторів, з котельного залу і насосного відділення. Приплив повітря здійснюється через жалюзійні решітки в зовнішніх стінах для компенсації видаляється, і потреби повітря на горіння в котлах. З побутових

приміщеннях витяжка виробляється системами ВЕЗ і ВЕ4, приплив проводиться неорганізовано, через фрамуги вікон і нещільності в будівельних конструкціях.

Умови в робочій зоні виробничих приміщень передбачаються такими:

Для холодного і перехідного періодів:

- допустима температура повітря в обслуговуваній зоні - (+15...+ 21) °С;
- відносна вологість повітря ≤ 75 %;
- швидкість руху повітря $\leq 0,4$ м / с;
- температура повітря поза постійних робочих місць - (+ 13 ...+26) ° С.

Для теплого періоду року:

- допустима температура повітря на робочих місцях і в обслуговуваній зоні – (+16 ... +27) ° С;
- відносна вологість повітря ≤ 75 %, при +16 ° С і ≤ 60 % при +27 ° С;
- швидкість руху повітря (0,2 ... 0,5) м / с.

4.6 Засоби індивідуального захисту

Весь персонал котельні, як ремонтний, так і експлуатаційний забезпечується індивідуальними засобами захисту:

- гумовими діелектричними рукавичками, калошами, ботами, килимками, ізолюючими підставками;
- захисними окулярами типу ЗП, брезентовими рукавицями типу Мі, Мп, Тп100, протигазами промисловими фільтруючими, запобіжними поясами;
- тимчасовими огороженнями, попереджувальними плакатами.

4.7 Заходи з пожежної безпеки

На котельні передбачається установка первинних засобів пожежогасіння. Для внутрішнього пожежогасіння в приміщенні котельного залу передбачаються пожежні крани діаметром 50 мм. з двома компактними струменями продуктивністю 2,6 л/с кожна.

Зовнішнє пожежогасіння передбачається від існуючого пожежного гідранта. У приміщенні котельні встановлюють пожежні щити з набором вогнегасників (типу ОВП і ОУ -5), щільного полотна (повсть, азбест), ломів, багрів, сокир. Поруч з пожежним щитом встановлюється ящик з піском. Первинні засоби пожежогасіння розташовуються на освітлених легкодоступних місцях, але так щоб не перекривати проходи і проїзди.

Забороняється перекривати доступ до первинних засобів пожежогасіння та пожежних гідрантів. В операторській котельні є вогнегасники типу ОПС-10 і ОУ-5, по одному вогнегаснику знаходиться в кімнаті майстра, майстерні і кімнаті прийому їжі. Вогнегасник типу ОВП застосовується в разі загорання електрообладнання; ОУ-5 - при гасінні електрообладнання, що знаходиться під напругою, ОПС-10 застосовується в будь-якому випадку.

4.8 Охорона навколишнього середовища

Серед різних галузей народного господарства енергетика займає перше місце в забрудненні атмосфери викидами пилу, оксидами сірки та азоту. У сучасних умовах до очищення викидів промисловості пред'являються підвищені вимоги, ефективність очисних установок повинна бути не нижче 99 %.

Під якістю атмосфери розуміють сукупність її властивостей, що визначають ступінь впливу фізичних, хімічних і біологічних факторів на людей, рослинний і тваринний світ, а також на матеріали, конструкції і навколишнє середовище в цілому. Якість атмосфери залежить від її забрудненості, причому самі забруднення можуть потрапляти в неї від природних і антропогенних джерел.

У глобальному масштабі найбільшу небезпеку становить забруднення атмосфери домішками, так як атмосферне повітря виступає свого роду посередником забруднення всіх інших об'єктів природи, сприяючи поширенню великих мас забруднення на значні відстані. Промисловими викидами

(домішками), які переносяться по повітрю, забруднюється Світовий океан, відбувається закислення ґрунту та води, змінюється клімат і руйнується озоновий шар.

Під забрудненням атмосфери розуміють привнесення в неї домішок, які не містяться в природному повітрі або змінюють співвідношення між інгредієнтами природного складу повітря.

Чисельність населення Землі і темпи його зростання є факторами які спричиняють підвищення інтенсивності забруднення всіх геосфер Землі, в тому числі і атмосфери, так як з їх збільшенням зростають обсяги і темпи того, що видобувається, виробляється, споживається і відправляється у відходи. Найбільше забруднення спостерігається в містах, де звичайні забруднювачі - це пил, сірчистий газ, оксид вуглецю, діоксид азоту, сірководень і ін. У деяких містах у зв'язку з особливостями промислового виробництва в повітрі містяться специфічні шкідливі речовини, такі, як сірчана і соляна кислота, стирол, сажа, марганець, хром, свинець, метилметакрилат.

Тепловий вплив об'єктів енергетики, який виявляється в порушенні теплової рівноваги навколишнього середовища, може бути прямим і непрямим.

Прямий тепловий вплив визначається тепловими викидами в біосферу, його рівень залежить від об'ємів спалених паливно-енергетичних ресурсів.

Практично вся хімічна енергія спалюваного органічного палива перетворюється на теплову, причому частина цієї енергії викидається в концентрованому вигляді в навколишнє середовище на самому енергетичному об'єкті: з димовими газами, охолоджувальною водою, частково із золою та шлаком. Решта розсіюється на різних стадіях виробництва, передачі та споживання електричної або теплової енергії, які вироблює енергооб'єкт.

Якщо виходити з рівня споживання ПЕР 2000 р. в усьому світі в кількості 30 млрд тон, умовного палива на рік і вважати, що вся енергія розсіюється в тому або тому вигляді в навколишньому середовищі, то при теплоті згорання умовного палива 29 300 кДж/кг можна оцінити валовий викид теплової енергії в кількості 900 ексаджоулів на рік (префікс «екса» означає 10^{18}). Водночас

основне природне джерело теплової енергії – сонячна енергія – становить $2,4 \times 10^6$ ЕДж/рік. Отже, розмір антропогенного теплового забруднення не перевищує 0,04 % від кількості сонячної енергії, що надходить до поверхні Землі.

Це означає, що прямі теплові викиди енергетичних об'єктів не можуть вплинути на тепловий баланс у глобальних масштабах. Однак вони можуть змінити локальний тепловий баланс в атмосфері і гідросфері, що є причиною зміни мікроклімату в місцях високої концентрації енерговиробництва та енергоспоживання. Відомий феномен перевищення температури повітря у великих містах порівняно із сільською місцевістю на (2...3) °С. Він пов'язаний з утворенням областей з підвищеним локальним викидом теплової енергії в атмосферу – так званих «островів теплоти». Такі «острови теплоти» нестійкі в часі через вплив вітру та інших атмосферних факторів.

Наприкінці ХХ століття на Землі сформувалася велика кількість регіонів із питомим тепловиділенням в діапазоні (10...100) Вт/м² площею (10⁴...10⁵) км², а також окремі регіони з питомим тепловиділенням до 200 Вт/м² площею близько 100 км². Основний результат теплового впливу в цих регіонах полягає в утворенні стійкого (майже стаціонарного) просторового «купола» повітря з вищою температурою – на (1...4) °С вище рівноважної природної температури.

Значним напрямом підвищення енергетичної ефективності і екологічної безпеки об'єктів теплоенергетики є стимулювання розвитку і практичного використання новітніх наукових досягнень і науково-технічних розробок у галузі технології переробки і спалювання палива, удосконалювання та розробка нових технологій перетворення хімічної енергії палива на інші види енергії, удосконалювання робочого процесу з метою зниження рівня незворотних втрат в окремих елементах і фрагментах енергетичних установок, зниження втрат теплової та електричної енергії під час передачі її споживачеві, поліпшення умов експлуатації та підвищення надійності роботи енергетичних установок .

Особливу увагу в цьому напрямі приділяють професійній підготовці обслуговуючого персоналу і вдосконалюванню систем автоматизації і керування енергоустановок.

4.9 Розрахунок викидів забруднюючих речовин в атмосферу

Джерелами забруднення навколишнього середовища є:

- димова труба;
- наждачний, свердлильний верстат;
- зварювальний пост.

Димова труба викидає в атмосферу оксиди азоту, окис вуглецю, пари ртуті металевої, метан, вуглекислий газ і двоокис азоту. Від наждачного верстата в навколишнє середовище надходить абразивний і металевий пил, від дреля виділяється металевий пил. При виробництві зварювальних робіт виділяються оксиди заліза і марганцю.

Розрахунок викидів джерела: верстат вертикально-свердлильний, верстат наждачний і зварювальний пост.

Початкові дані:

Свердлильний верстат - працює одну годину в одну зміну. Наждачний верстат з колом $d = 200$ мм - працює одну годину в одну зміну не одночасно зі свердлильним верстатом. Зварювальний пост - протягом року на ремонтні роботи витрачається 55 кг електродів АНО-4 (10 робочих змін).

Викиди від вертикально-свердлильного верстата

- пил металева - 2 мг / с.

Викиди від наждачного верстата:

- пил абразивна - 24 мг / с;
- пил металева - 56 мг / с.

Викиди від зварювального поста:

- заліза оксид в перерахунку на F_2O_3 - 5,41 г / кг. електрода;
- марганцю оксид в перерахунку на MgO_2 - 0,59 г / кг. електрода.

У майстерні є пересувний фільтровентиляційний агрегат ФВА-1200У продуктивністю 1200 м³ / год і ефективністю очищення 99 %, який по черзі відсмоктує пил від кожного з працюючих в даний момент агрегату. Залишкова кількість пилу через віконний отвір 0,5 x 0,25 м викидається в атмосферу на висоті 2 м над рівнем землі.

Координати точки викидів:

$$X = 17770;$$

$$Y = 8500.$$

Розрахунок викидів:

Викиди від дреля металевого пилу після ФВА -1200У, мг / с

$$E_d = 2 \cdot 0,01 = 0,02.$$

Викиди через вікно, мг / с

$$E_{св} = 0,02 \cdot 0,4 = 0,008 .$$

Викиди від наждачного верстата пилу металевую після ФВА-1200У, мг/с

$$E_{нв} = 56 \cdot 0,01 = 0,56.$$

Викиди через вікно, мг / с

$$E_{нм} = 0,56 \cdot 0,4 = 0,22.$$

Викид пилу абразивної після ФВА-1200У, мг / с

$$E_{па} = 24 \cdot 0,01 = 0,24.$$

Викид через вікно, мг / с

$$E_{\text{на}} = 0,24 \cdot 0,4 = 0,096.$$

Викиди від зварювального агрегату:

Щорічно на ремонтні роботи планується 10 ремонтних днів в денну зміну, тобто $10 \cdot 8 = 80$ годин зварювальних робіт в рік. Це складе витрата електродів, кг / с

$$V_e = 55 : 80 = 0,6875 \text{ кг / год} = 0,00019.$$

Викид оксидів заліза після ФВА-1200У складе, г/с

$$E_{\text{оз}} = 5,41 \cdot 0,00019 = 0,001.$$

Викид через вікно, г / с

$$E \cdot F_2O_3 = 0,001 \cdot 0,4 = 0,0004.$$

Викид оксидів марганцю після ФВА-1200У, г / с

$$E_{\text{ом}} = 0,59 \cdot 0,00019 = 0,00011.$$

Викид через вікно, г / с

$$E \cdot MgO_2 = 0,00011 \cdot 0,4 = 0,000044.$$

Вихід повітря через віконний отвір складе, м³ / с

$$V_{\text{во}} = 200 : 3600 = 0,333.$$

Можно зробити висновок, що проектована діяльність не робить значних впливів на навколишнє середовище в зв'язку з малими викидами забруднюючих речовин в атмосферу та відсутність перевищення нормативів. Вплив на інші компоненти навколишнього середовища (геологічну, мікроклімат, водне середовище, ґрунт, рослинний і тваринний світ, заповідні об'єкти) відсутні.

ВИСНОВКИ

У розрахунково – пояснювальній записці дипломної роботи виконано розрахунок котельної установки та аеродинамічного опору газового тракту котла VSP 1000 для підвищення його енергетичної ефективності. Котел працює на природному газі з витратою палива $V_p = 697 \text{ м}^3/\text{год}$, виробляючи теплоносій у вигляді пари.

Жаротрубний паровий котел VSP 1000 виробляє 10 тон пари за годину. Поверхні нагрівання з'єднані між собою поворотною камерою. Топка виконана у вигляді жарової труби $\varnothing 1410 \text{ мм}$. та довжиною 5 м. і обладнана газовим пальником. ККД котельної установки $\eta_{\text{кр}} = 91 \%$.

В роботі дається аналіз шляхів удосконалення конструкції жаротрубного котла. Розглянуті особливості їх теплової роботи в промисловості. Детально досліджені процеси теплообміну в елементах жаротрубного котла. В ході розрахунків визначено :

- параметри згорання природного газу в топці котла;
- розрахунок теплообміну та теплового балансу котла при номінальному навантаженні;
- визначено статті балансу і ККД котла 91% .

Дослідження процесів теплообміну та теплосприйняття теплообмінними поверхнями дозволили вибрати шлях модернізації котла і обґрунтувати підвищення коефіцієнту корисної дії з 91 до 94% з зменшенням витрат газу на $75 \text{ м}^3/\text{год}$.

Найефективніший шлях модернізації - турбулізуючі вставки. Вони за рахунок зменшення перерізу для проходу газів збільшують швидкість руху димогарних газів. При цьому збільшується конвективна складова тепловіддачі та додатковий тепловий потік випромінюванням від нагрітих вставок до стінок жарових труб. Ефект інтенсифікації від цих пристроїв пояснюється за рахунок закручування потоку, а також випромінюванням від нагрітих вставок до стінки труби.

В розділі «Автоматизація виробничих процесів» наведено норми технологічного режиму та їх припустимі відхилення, розробка системи контролю та керування технологічним процесом, на кресленні також наведено функціональну схему автоматичної системи керування технологічними процесами.

В розділі «Охорона праці та техніка безпеки» наведено основні шкідливі і небезпечні фактори на виробництві, та заходи щодо їх подолання, також наведено розрахунок викидів забруднюючих речовин в атмосферу від наждачного і свердлильного верстатів та зварювального посту.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Роддатис К.Ф. Котельные установки. Учеб. пособие для студентов неэнергетических специальностей вузов. М., «Энергия», 1977. 432 с. ;
2. Кузнецов Н.В. и др. Тепловой расчёт котельных агрегатов (Нормативный метод). М.. «Энергия», 1973. 296 с.;
3. Частухин В.И. Тепловой расчёт промышленных парогенераторов. Учебное пособие для вузов - Киев: Вища школа. Головне изд-во – 1980, 184 с.;
4. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984, 80с. ;
5. Голубцов В.М. Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Котельные установки промышленных предприятий» для студентов специальности «Теплоэнергетика» - Запорожье, ЗГИА, 1999, - 37с.;
6. Балдина О.М., Локшин В.А., Петерсон Д.Ф. и др. Гидравлический расчёт котельных агрегатов (Нормативный метод) – М.: Энергия, 1978. – 256с.;
7. Мочан С.И. Аэродинамический расчёт котельных установок (Нормативный метод). Изд. 3-е. Л., «Энергия», 1977. 256с.;
8. Соколов Б.А. Устройство и эксплуатация оборудования газомазутных котельных – Издательский центр «Академия». Москва – 2007, 304 с.;
9. Стопкевич В.В. Методические указания по разделу «Автоматизация производственных процессов» в дипломном проекте для студентов всех специальностей. – Запорожье: ЗГИА, 1988. – 40с.;
10. Котельные установки. Паровые котлы : учебное пособие к выполнению курсового проекта для студентов, изучающих дисциплину «Котельные установки и парогенераторы» / Н. П. Жуков, Н. Ф. Майникова, О. Н. Попов и др. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2013. – 80 с.;
11. Карякин С.К. Котельные установки и парогенераторы. Тепловой расчет котлов: учебное пособие / С.К. Карякин ; Томский политехнический

университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010.
– 156 с.;

12. Шафрановский В.А. Справочник наладчика автоматики котельных установок.-М.: Энергоатомиздат, 1987.-176 с.;

13. Кобевник В.Ф. Охрана труда.- К.: Высшая школа, 1990.-286 с.;

14. Справочник по охране труда на промышленном предприятии / Ткачук К.Н. и др. - К.: Техника, 1991.-285 с.;

15. Сердюк Л.С. Методичні вказівки до виконання організаційної і економічної частин дипломних проектів для студентів ЗДІА спеціальності „Теплоенергетика” денної та заочної форм навчання. – Запоріжжя, 2005. – 28с.;

16. Колесник Л.Ф. Структура и содержание дипломного и курсового проектов;

17. Жариков В. М. Практическое руководство инженера по охране труда. — Москва: Изд-во «Инфра-Инженерия», 2017. — 280 с.;

18. Маляренко В.А, Варламов Г.Б., Любчик Г.Н., Стольберг Ф.В., Широков С.В., Шутенко Л.Н. Энергетические установки и окружающая среда: / Под ред. проф. Маляренко В.А. – Харьков: ХГАГХ, 2002. – 398 с.;

19. Варламов Г.Б., Любчик Г.М., Маляренко В.А. Теплоэнергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії. Підручник. – К.: «Політехніка», 2003. – 232 с.;

20. Степанов Д.В., Ткаченко С.Й., Боднар Л.А. Експериментальні дослідження теплообміну в жаротрубному котлі. Вісник Вінницького політехнічного університету, 2008, №1.