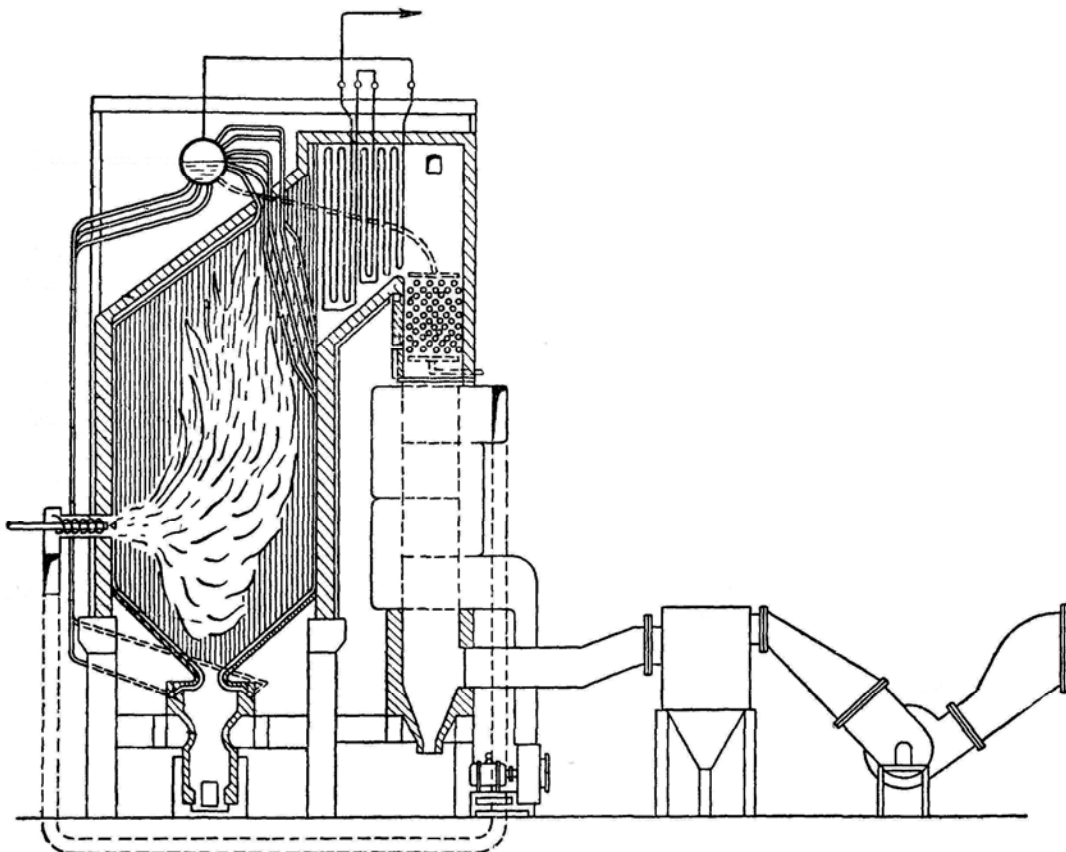


Д. В. Степанов, Є.С. Корженко, Л. А. Боднар

КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ



Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Вінницький національний технічний університет

Д. В. Степанов, Є.С. Корженко, Л.А. Боднар

**КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ
ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ**

Навчальний посібник

Вінниця
ВНТУ
2011

УДК 621.182
ББК 31:36
С79

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України (протокол № 8 від 24. 03.2011 р.)

Рецензенти :

С. Й. Ткаченко, доктор технічних наук, професор

І. І. Пуховий, доктор технічних наук, професор

Ю. Г. Качан, доктор технічних наук, професор

Степанов, Д. В.

С79 Котельні установки промислових підприємств : навчальний посібник / Д. В. Степанов, Є. С. Корженко, Л. А. Боднар. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 120 с.

В посібнику розглянуто принцип дії, побудову та методи розрахунку котлоагрегатів, конструкції топкових пристроїв та теплообмінних поверхонь котла, гідро- та аеродинаміка котла, екологічні показники котлів, питання їх автоматизації та експлуатації. В посібнику наведені завдання для практичних занять та самостійної роботи, вказівки до лабораторних робіт та курсового проектування.

УДК 621.182

ББК 31:36

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	5
1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА КОТЛОАГРЕГАТІВ	6
1.1 Основні означення, класифікація котлоагрегатів	6
1.2 Барабанні та прямоточні парогенератори.....	6
1.3 Схеми генерації пари на атомних електростанціях.....	8
2 ЕНЕРГЕТИЧНЕ ПАЛИВО. ОБ'ЄМИ ТА ЕНТАЛЬПІЇ ПРОДУКТІВ ЗГОРАННЯ	10
2.1 Хімічний склад палива	10
2.2 Теплота згорання палива	12
2.3 Витрата окислювача і коефіцієнт надлишку повітря	12
2.4 Склад, об'єми та ентальпії продуктів згорання	13
3 ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС І ВИТРАТА ПАЛИВА.....	19
3.1 Наявна теплота	20
3.2 Корисна теплота	21
3.3 Втрати теплоти	22
4 ТОПКОВІ ТА ПАЛЬНИКОВІ ПРИСТРОЇ. ОСОБЛИВОСТІ СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА	30
4.1 Класифікація топок. Час горіння палива	30
4.2 Спалювання твердого палива	32
4.3 Спалювання газового палива	35
4.4 Спалювання рідкого палива.....	35
4.5 Конструктивні характеристики топки	38
5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КОТЛОАГРЕГАТУ	41
5.1 Різновиди розрахунків котлоагрегату.....	41
5.2 Теплообмін в топці.....	42
5.3 Теплообмін у конвективних поверхнях.....	43
6 ТЕПЛООБМІННІ ПОВЕРХНІ ПАРОГЕНЕРАТОРА	48
6.1 Парогенерувальні поверхні котла	48
6.2 Пароперегрівники	50
6.3 Економайзери	53
6.4 Повітропідігрівники.....	54
7 ГІДРОДИНАМІКА КОТЛОАГРЕГАТУ. ВОДНИЙ РЕЖИМ ЯКІСТЬ ВОДИ І ПАРИ. СЕПАРАЦІЯ ПАРИ. ПРОДУВКА	61
7.1 Умови надійної роботи елементів котла.....	61
7.2 Робота контурів природної циркуляції.....	62
7.3 Водний режим котла. Якість води і пари	64

7.4 Барабан котла. Продувка.....	66
7.5 Сепарація пари.....	68
8 ТЯГОДУТТЬОВИЙ ТРАКТ КОТЛА	70
8.1 Системи газоповітряного тракту	70
8.2 Аеродинамічні опори. Аеродинаміка димової труби.....	71
8.3 Вибір вентилятора і димососа	73
9 КОРОЗІЯ В ЕЛЕМЕНТАХ КОТЛА. ОЧИЩЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ВІД ЗАБРУДНЕНЬ.....	78
9.1 Різновиди процесів корозії металу	78
9.2 Високотемпературна корозія	80
9.3 Низькотемпературна корозія	80
9.4 Очищення поверхонь від забруднень	83
10 ШКІДЛИВІ ВИКИДИ ПРИ РОБОТІ КОТЛА.....	87
10.1 Класифікація шкідливого впливу на навколишнє середовище..	87
10.2 Методи зменшення шкідливих викидів.....	88
11 ВОДОГРІЙНІ КОТЛИ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ.....	91
11.1 Котли на газовому паливі.....	91
11.2 Котли на твердому паливі	93
11.3 Теплообмінники водогрійних котлів	95
11.4 Інтенсифікація теплообміну в елементах котлів	96
11.5 Конденсаційні котли.....	98
12 АВТОМАТИЗАЦІЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ КОТЛОАГРЕГАТУ ..99	
12.1 Функції, що виконує система автоматики котла	99
12.2 Схеми регулювання основних параметрів котла.....	100
12.3 Автоматика безпеки котла	101
12.4 Загальні положення експлуатації котлоагрегатів.....	102
12.5 Пуск парового котла	103
12.6 Обслуговування котла під час роботи	105
12.7 Плановий зупин котла	106
12.8 Аварійний зупин котла	107
13 МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ	109
14 МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	115
ЛІТЕРАТУРА	117
ГЛОСАРІЙ.....	118

ПЕРЕДМОВА

Даний навчальний посібник призначений для студентів денної та заочної форм навчання напряму підготовки “Теплоенергетика”. Посібник підготовлений відповідно до навчальної програми дисципліни “Котельні установки промислових підприємств”.

В наш час, наскільки нам відомо, недостатня увага приділяється публікації технічної україномовної навчальної літератури, в тому числі щодо котельної техніки. Тому, на думку авторів, даний посібник буде корисним як для підготовки студентів-теплоенергетиків, так і для інших суміжних спеціальностей.

Викладений матеріал дозволить готуватись до лекційних та практичних занять, лабораторних робіт та курсового проектування.

Значна кількість прикладів із розв’язанням та завдань дозволить якісно організувати самостійну роботу студентів.

Значна увага приділена водогрійним котлам малої потужності на традиційних та альтернативних паливах, виготовлення яких зараз швидко розвивається.

Авторами розглянуті екологічні проблеми котельної техніки, проблеми експлуатації та автоматизації котлів.

Для зручності роботи студента в посібнику зосереджена достатня кількість довідкового матеріалу.

Автори вдячні рецензентам за корисні поради і зауваження в процесі рецензування і підготовки рукопису.

Автори

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА КОТЛОАГРЕГАТИВ

1.1 Основні означення, класифікація котлоагрегатів

Котельна установка (Boiler installation) – пристрій, призначений для виробництва теплоти у вигляді пари або гарячої води заданих параметрів для енергетичних, технологічних або опалювальних цілей. Котельна установка складається з котлоагрегату і допоміжного обладнання.

Котельний агрегат (котлоагрегат) включає топкові пристрої, теплообмінні поверхні для використання теплоти димових газів, каркас, обмурівку, сходи, арматуру та ін.

Допоміжне обладнання – димососи, вентилятори, живильні насоси, водопідготовка, паливопідготовка, системи паливоподавання, золо- і шлаковидалення.

Котельні установки поділяють на три класи: *парові* (з виробництвом водяної пари); *водогрійні* (відпуск гарячої води); *комбіновані* (відпуск і пари, і гарячої води).

На теплових та атомних електростанціях і теплоелектроцентралях котельні установки є паровими, оскільки електроенергія виробляється в парових турбінах. Для технологічних потреб промислових підприємств також основним теплоносієм є водяна пара. Гаряча вода як теплоносій використовується переважно в теплофікаційних системах (опалення, гаряче водопостачання, вентиляція).

В даному курсі переважна увага буде приділена основному елементу котельної установки – котлоагрегату.

Парогенератори (парові котлоагрегати) за тиском пари, що відпускається, поділяють на: *високого тиску* (140...240 бар); *середнього тиску* (40...140 бар); *низького тиску* (до 40 бар).

В котлоагрегатах використовуються різні види первинних палив (Fuel): тверде (вугілля, кокс, деревина, торф тощо); рідке (мазут, дизельне паливо, газовий конденсат тощо); газове (природний газ, попутний газ, біогаз, синтез-газ, коксовий газ тощо). Крім того, в промисловості використовуються горючі відходи виробництва і високотемпературні гази.

Для виробництва пари використовують конденсат із паровикористовувальних установок, хімічно очищену воду або дистиллят.

1.2 Барабанні та прямоточні парогенератори

Парогенератори низького та середнього тиску виконують частіше барабанними (Drum boiler) (рис. 1.1), а парові котли на високі параметри пари, що встановлюються на великих підприємствах та електростанціях – прямоточними (Straightflow boiler) (рис. 1.2) [1].

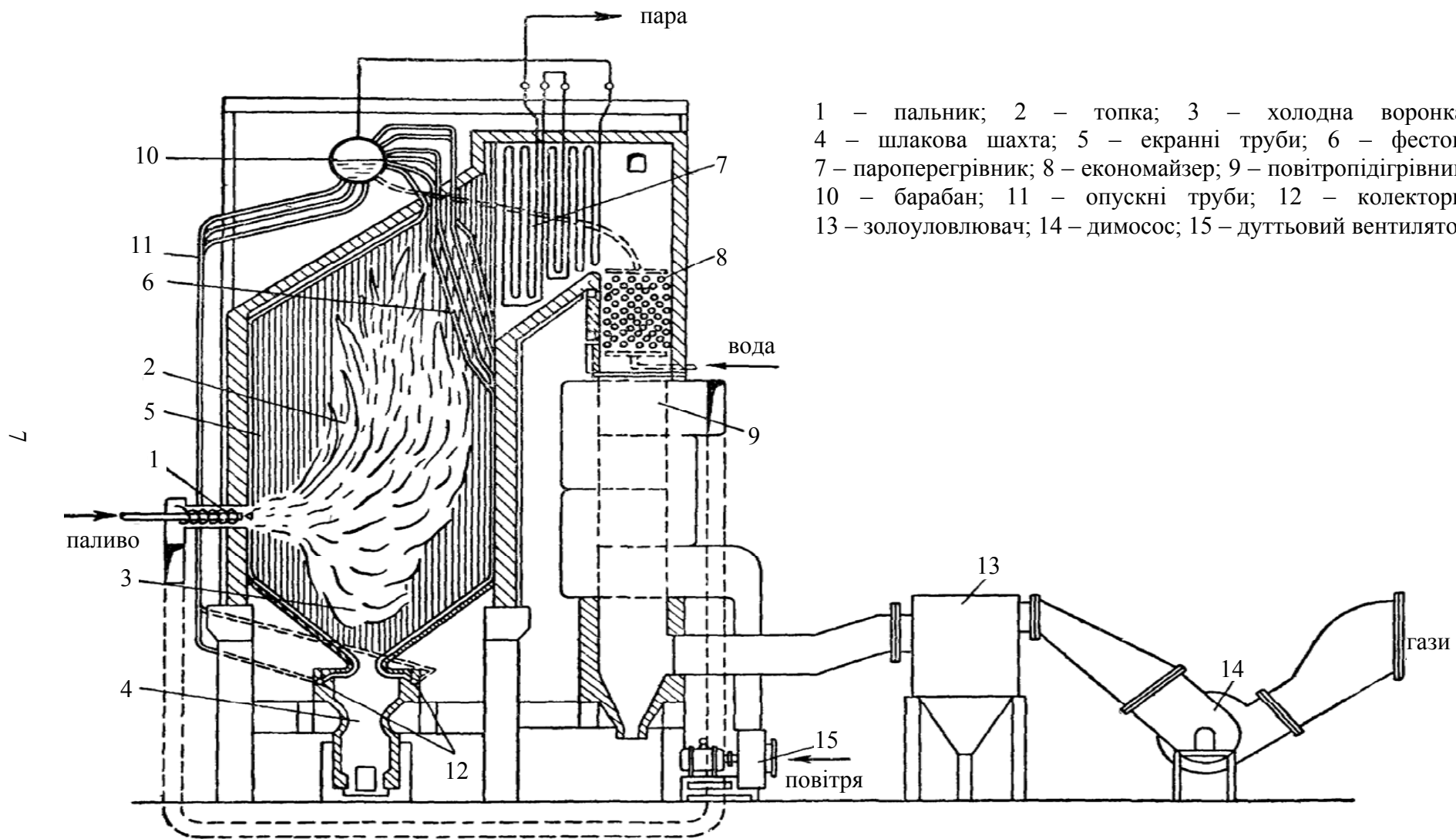


Рисунок 1.1 – Принципова схема барабанного парогенератора

Барабан котла має дві основні функції. По-перше, в ньому встановлений сепараційний пристрій, який відділяє воду від водяної пари і не допускає виносу крапель води в пароперегрівник і далі до парової турбіни.

По-друге, з барабана котла відбувається безперервна продувка. Це процес видалення з верхнього рівня водяного об'єму частини котлової води. За рахунок цього підтримується сольовий баланс котлової води. І, таким чином, можуть бути знижені вимоги до якості живильної води на вході в барабанний котел.

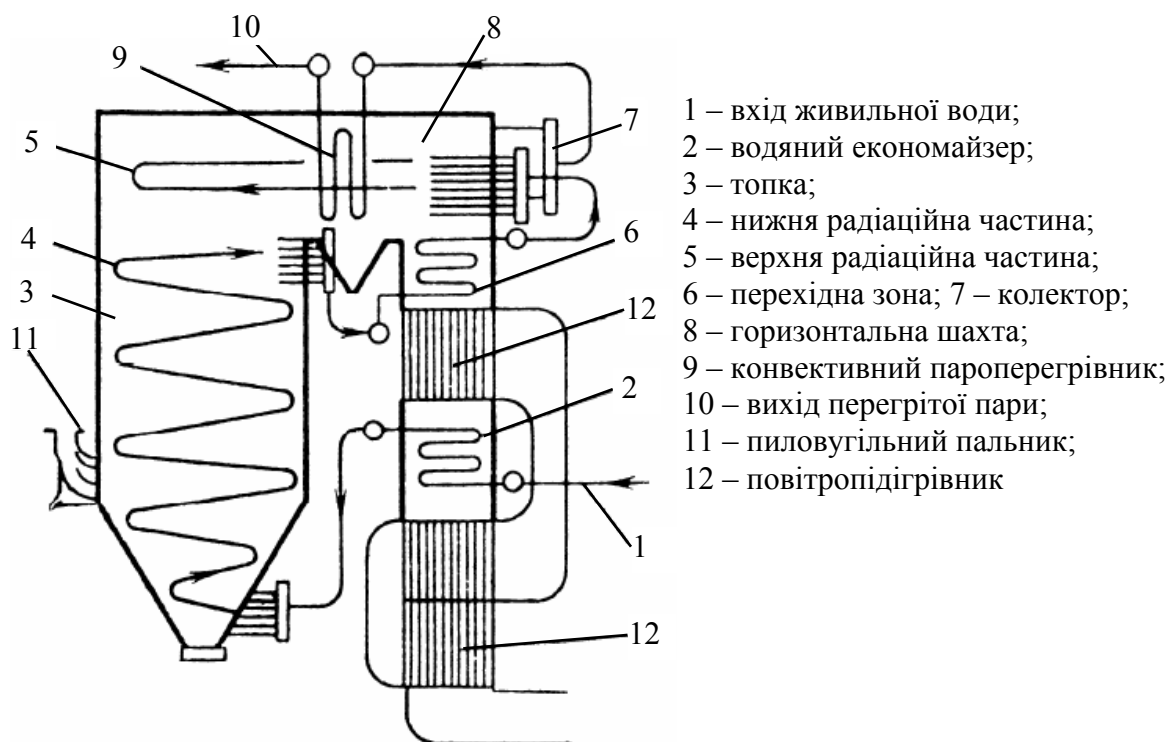


Рисунок 1.2 – Принципова схема прямого парогенератора

В котлах на високих параметрах пари сепарація пари ускладнена, оскільки густини води і пари в таких умовах мають близькі значення. Тому для високих тисків використовують прямооточні схеми. Перевагою такої схеми є менша металоємність (немає товстостінного барабана), але необхідно дотримуватись підвищених вимог до якості живильної води.

1.3 Схеми генерації пари на атомних електростанціях

На атомних електростанціях теплота, необхідна для отримання пари, виділяється за рахунок ланцюгової реакції розпаду ядер важких елементів – урану або плутонію. Ця реакція відбувається в спеціальному агрегаті – ядерному реакторі.

Використовуються дві основні схеми генерації пари [2]: схема з теплоносієм (рис. 1.3) і схема з киплячим реактором перегрітої пари (рис. 1.4).

Як теплоносії в схемі на рис. 1.3 використовуються газ, вода під тиском, розплавлений метал тощо. Потік теплоносія циркулює по первинному контуру через реактор, в якому теплоносії нагрівається, і теплообмінник-парогенератор, в якому він охолоджується, віддаючи теплоту для виробництва пари.

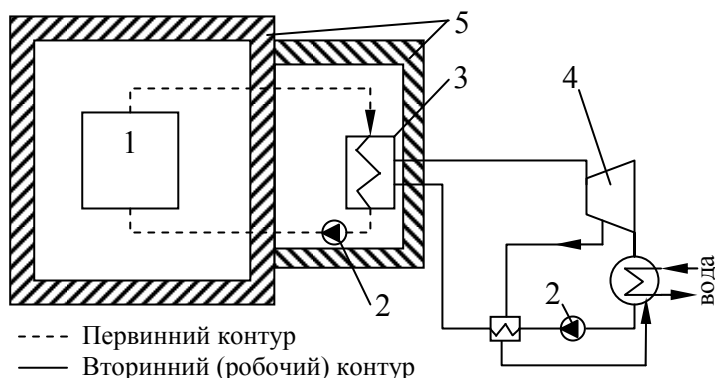


Рисунок 1.3 – Схема атомної станції з теплоносієм: 1 – реактор; 2 – насос; 3 – парогенератор; 4 – парова турбіна; 5 – захист

Далі пара, так само як на звичайній паротурбінній станції, надходить в турбіну, пройшовши її, конденсується в конденсаторі і живильними насосами перекачується назад в парогенератор, утворюючи робочий або вторинний контур. В деяких випадках (реактори, охолоджувані рідким металом) між первинним і робочим контурами

вводиться ще один проміжний контур теплоносія.

В установках з киплячим реактором (рис. 1.4) утворення пари відбувається в самому реакторі, який є і парогенератором.

Вода, що проходить під тиском через активну зону реактора, частково випаровується, і пароводяна суміш надходить в барабан, де пара відділяється, а вода циркуляційними насосами знову прокачується крізь реактор.

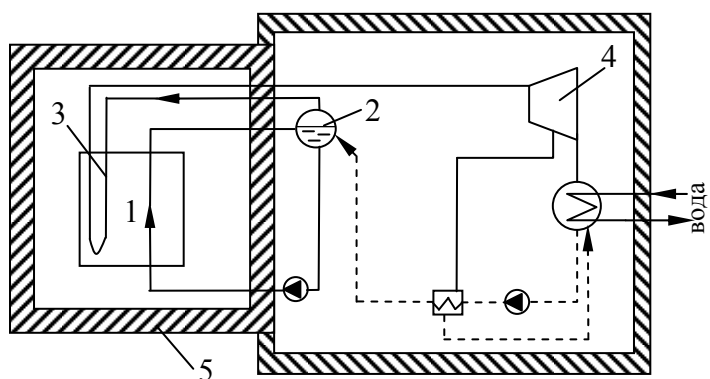


Рисунок 1.4 – Схема атомної станції з киплячим реактором перегрітої пари: 1 – реактор; 2 – насос; 3 – пароперегрівник; 4 – парова турбіна; 5 – захист

Пара, що відділилася в барабані, або прямує в турбіну (схема з турбіною насиченої пари), або перегрівається в спеціальних каналах реактора. В останньому випадку реактор є також і пароперегрівником.

Як видно з цих схем, пара, отримана в реакторі, безпосередньо прямує в турбіну. Це сильно спрощує і здешевлює установку, проте, оскільки вода і пара під впливом випромінювання стають радіоактивними, потрібен захист паропроводів, турбіни. Крім того, ускладнюється ремонт установки, тому в таких установках особливе значення має висока чистота пари.

Контрольні запитання

1. Дайте означення поняття котельна установка. З яких елементів вона складається?
2. В залежності від чого класифікуються котельні установки?
3. Як класифікують парогенератори?
4. Які види енергоресурсів використовують в котлоагрегатах?
5. Чим барабанні парогенератори відрізняються від прямоточних?
6. Поясніть призначення та функції барабана парогенератора?
7. Поясніть призначення атомного реактора.
8. Поясніть, чим відрізняються схеми з теплоносієм і киплячим реактором на атомних електростанціях?

2 ЕНЕРГЕТИЧНЕ ПАЛИВО. ОБ'ЄМИ ТА ЕНТАЛЬПІ ПРОДУКТІВ ЗГОРАННЯ

Паливо – речовина, яку доцільно використовувати для отримання теплоти у великих кількостях.

Основним джерелом теплоти на промислових підприємствах є органічне паливо: кам'яне та буре вугілля, природний, коксовий, попутний газ, мазут, газовий конденсат, дизельне паливо тощо.

Для отримання теплоти використовується хімічна реакція швидкого окислення – **горіння**.

Теплота згорання палива коливається в межах 3800...46000 кДж/кг або кДж/м³. Для порівняння показників котлоагрегатів, що працюють на різних видах палива використовується поняття "**умовного палива**", теплота згорання якого прийнята 29300 кДж/кг.

Вугілля використовується в основному для виробництва електроенергії на теплових електростанціях та теплоелектроцентралях великих підприємств, мазут і природний газ використовується в комунальній теплоенергетиці і в котельнях промислових підприємств.

2.1 Хімічний склад палива

Органічне паливо містить: горючі речовини, внутрішній баласт, негорючі мінеральні домішки і вологу.

До горючої частини палива відносяться вуглець С, водень Н, сірка S та їх сполуки.

Основне виділення теплоти відбувається за рахунок окислення вуглецю С, але чим більше вуглецю в твердому паливі, тим складніше воно загорається.

Вміст водню Н коливається в межах 2...10 %, але при його згоранні виділяється в 4,4 раза більше теплоти, ніж при згоранні вуглецю.

Сірка S поділяється на органічну S_o (зв'язану із воднем, вуглецем, азотом), колчеданну S_k (зв'язану із залізом) і сульфатну. Вміст S у твердому паливі сягає 7...8 %, в рідкому – 3...3,5 %, а в природному газі – майже відсутня.

Сірка є найшкідливішою складовою палива, оскільки при її згоранні утворюються ангідриди SO_2 і SO_3 , які агресивно впливають на навколишнє середовище і призводять до низькотемпературної корозії труб хвостових поверхонь котла.

Кисень O і азот N є внутрішнім баластом. Їх вміст зменшує вміст горючих складових палива. Сполуки кисню і азоту з вуглецем і воднем зменшують теплоту згорання палива.

Вологість палива W коливається в діапазоні 5...70 %. Вона поділяється на зовнішню (3...10 %), капілярну (10...30 %), колоїдну (1...10 %) і гідратну (до 0,1 %). Тільки гідратну не можна виділити при сушці палива. Надлишкова вологість погано впливає на роботу котла.

Зольність палива A складається з Al_2O_3 , SiO_2 , оксидів заліза, карбонатів та сульфатів магнію, кальцію, заліза. Збільшення зольності погіршує вміст горючих речовин, збільшує забруднення поверхонь, стираються труби тощо.

Склад палива, в такому вигляді як воно поступає до споживача, називається **робочим складом палива**

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S^p + A^p + W^p = 100\% . \quad (2.1)$$

У випадку видалення вологи отримуємо **склад палива на суху масу**

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S^c + A^c = 100\% . \quad (2.2)$$

Горюча маса палива визначається після видалення зольності

$$C^g + H^g + O^g + N^g + S^g = 100\% . \quad (2.3)$$

Для перерахунку вмісту речовини з одного складу в інший використовують формули

$$C^p = C^g \cdot \frac{100 - (A^p + W^p)}{100}, C^c = C^p \cdot \frac{100 - W^p}{100}, C^c = C^g \cdot \frac{100 - A^c}{100} . \quad (2.4)$$

Від хімічного складу палива залежать його властивості. Найважливішими характеристиками палива є: теплота згорання; вихід летких речовин; склад мінеральних домішок; вологість; сірчистість.

2.2 Теплота згорання палива

Розрізняють вищу на нижчу теплоту згорання палива.

Вища теплота згорання палива Q_B^p – теплота, що виділяється при повному окисненні горючих складових палива, і теплота, що виділяється при конденсації водяної пари, що міститься в продуктах згорання палива.

Нижча теплота згорання палива Q_H^p – теплота, що виділяється при повному окисненні всіх горючих складових палива.

В СРСР прийнято було розраховувати теплові баланси за нижчою теплотою згорання палива, а в Англії, США та інших країнах – за вищою.

Це пояснювалося тим, що в цих країнах спалюють висококалорійні маловологі палива, для яких майже немає різниці між вищою та нижчою теплотою згорання. А в СРСР спалювали високовологі палива – буре вугілля, антрацит тощо, тому для аналізу роботи котлів легше використовувати нижчу теплоту згорання. Крім того, у переважній більшості радянських та українських котлів водяна пара у димових газах знаходиться у паровій фазі і не конденсується корисно в котлі.

Теплоту згорання визначають експериментально за допомогою калориметра. В розрахунках використовують такі емпіричні формули:

– для твердого та рідкого палива, кДж/кг

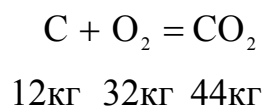
$$Q_H^p = 338 \cdot C^p + 1025 \cdot H^p - 108,5 \cdot (O^p - S^p) - 25 \cdot W^p ; \quad (2.5)$$

– для газового палива, кДж/м³

$$Q_H^p = 108 \cdot H^p + 126 \cdot CO^p + 234 \cdot H_2S^p + 358 \cdot CH_4^p + 591 \cdot C_2H_4^p + \\ + 638 \cdot C_2H_6^p + 860 \cdot C_3H_6^p + 913 \cdot C_3H_8^p + 1135 \cdot C_4H_8^p + \\ + 1187 \cdot C_4H_{10}^p + 1461 \cdot C_5H_{12}^p + 1403 \cdot C_6H_6^p . \quad (2.6)$$

2.3 Витрата окислювача і коефіцієнт надлишку повітря

Окислювачем палива є кисень, витрата якого може бути визначена з рівнянь реакцій горіння горючих складових палива, наприклад, вуглецю



Таким чином, для спалювання 1 кг вуглецю необхідно кисню, м³/кг

$$V_{O_2}^0 = \frac{32}{12 \cdot 1,428} = 1,866 , \quad (2.7)$$

де $\rho = 1,428 \text{ кг/м}^3$ – густина кисню при нормальних умовах.

Аналогічно визначаємо витрату кисню на інші горючі складові палива. На практиці для окиснення палива використовують атмосферне повітря, вміст кисню в якому складає 21 %.

Таким чином, отримаємо залежності для визначення теоретичної витрати повітря:

– для твердого та рідкого палива, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$V^0 = 0,0889 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p) + 0,265 \cdot H^p - 0,033 \cdot O^p ; \quad (2.8)$$

– для газового палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V^0 = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot CO^p + 0,5 \cdot H^p + 1,5 \cdot H_2S^p + \sum \left[\left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_m H_n \right] - O^p \right] . \quad (2.9)$$

Для досягнення більшої повноти згорання палива в топкову камеру подають надлишкове повітря $V_n > V^0$. Тоді *коефіцієнт надлишку повітря*

$$\alpha = \frac{V_n}{V^0} . \quad (2.10)$$

Необхідний коефіцієнт надлишку повітря в топці α_t залежить від виду палива, конструкції топки і пальника. Чим краща підготовка палива і його змішування з повітрям, тим менше значення α_t .

В котлоагрегатах, топки яких працюють під розрідженням, в газоходах за топкою відбуваються підсмоктування повітря з навколишнього середовища $\Delta\alpha_i$. Тому надлишок повітря в елементах котла по ходу газів збільшується. Максимальне значення досягається у відхідних газах

$$\alpha_{вг} = \alpha_t + \sum \Delta\alpha_i . \quad (2.11)$$

Величини підсмоктувань повітря залежать від герметичності газоходу, визначаються за довідковою літературою і знаходяться в межах $\Delta\alpha_i = 0 \dots 0,2$. Підсмоктування повітря є небажаними і шкідливими, тому що вони збільшують об'єм димових газів і витрату електроенергії на їх видалення в атмосферу. Крім того, підсмоктування холодного повітря зменшують температуру димових газів, що погіршують теплообмін.

В сучасних котлоагрегатах малої потужності часто використовуються схеми з наддувом. При цьому топка і всі газоходи працюють під надлишковим тиском і підсмоктування в газовий тракт неможливі. З іншого боку, таке обладнання повинно бути абсолютно герметичним аби запобігти витіканню димових газів в приміщення котельні.

2.4 Склад, об'єми та ентальпії продуктів згорання

Повний об'єм продуктів згорання визначається як сума об'ємів окремих газів, віднесених до одиниці палива

$$V_r = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{CO} + V_{H_2} + V_{N_2} + \sum V_{C_m H_n} + V_{O_2} + V_{H_2O} . \quad (2.12)$$

До продуктів повного згорання відносяться CO_2 , SO_2 , H_2O , до продуктів неповного згорання – CO , H_2 , C_mH_n .

Крім того, в газах є складові повітря N_2 і O_2 .

В розрахунках використовується поняття об'єму триатомних газів

$$V_{\text{RO}_2} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2}, \quad (2.13)$$

та об'єму двоатомних газів

$$V_{\text{R}_2} = V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2}. \quad (2.14)$$

Продукти неповного згорання в розрахунках не враховуються, оскільки при нормальній роботі котла їх вміст не перевищує 1 %.

Згідно з рівняннями хімічних реакцій об'єм триатомних газів:

– для твердого та рідкого палива, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01866 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p); \quad (2.15)$$

– для газового палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 \cdot (CO_2^p + H_2S^p + CO^p + \sum m \cdot (C_m H_n)). \quad (2.16)$$

Теоретичний об'єм азоту:

– для твердого та рідкого палива, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + 0,008 \cdot N^p; \quad (2.17)$$

– для газового палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + 0,01 \cdot N^p. \quad (2.18)$$

Теоретичний об'єм водяної пари:

– для твердого та рідкого палива, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 0,0161 \cdot V^0 + 1,24 \cdot W_\phi; \quad (2.19)$$

– для газового палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 \cdot \left(H^p + H_2S^p + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 \cdot d_r \right) + 0,0161 \cdot V^0, \quad (2.20)$$

де d_r – вологовміст газового палива, приймається $d_r = 8 \dots 14$ г/кг.

Дійсний об'єм двоатомних газів для твердого та рідкого палива, $\text{м}^3/\text{кг}$, та для газового палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\text{R}_2} = V_{\text{N}_2} = V_{\text{N}_2}^0 + (\alpha - 1) \cdot V^0. \quad (2.21)$$

Дійсний об'єм водяної пари для твердого та рідкого палива, $\text{м}^3/\text{кг}$, та для газового палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0. \quad (2.22)$$

Дійсний об'єм димових газів для твердого та рідкого палива, $\text{м}^3/\text{кг}$, та для газового палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_r = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (2.23)$$

В загальному випадку ентальпія продуктів згорання визначається

$$I = I_r + I_z, \quad (2.24)$$

де I_r – ентальпія газоподібних продуктів згорання, кДж/кг або кДж/м³;

I_z – ентальпія золи, кДж/кг або кДж/м³.

Ентальпія газоподібних продуктів згорання визначається як сума ентальпій окремих складових димових газів

$$I_r = \Sigma(V_r \cdot c_r \cdot \vartheta_r) = V_{CO_2} \cdot (c\vartheta)_{CO_2} + V_{SO_2} \cdot (c\vartheta)_{SO_2} + V_{N_2} \cdot (c\vartheta)_{N_2} + \\ + V_{O_2} \cdot (c\vartheta)_{O_2} + V_{H_2O} \cdot (c\vartheta)_{H_2O} + \dots, \quad (2.25)$$

де $V_{CO_2}, V_{SO_2}, \dots$ – об'єми складових газів, м³/кг, м³/м³;

$(c\vartheta)_{CO_2}, (c\vartheta)_{SO_2}, \dots$ – питомі ентальпії складових газів, кДж/м³, які визначаються за табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Питомі ентальпії повітря, газів і золи [3]

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$(c\vartheta)_{\text{пов}},$ кДж/м ³	$(c\vartheta)_{RO_2},$ кДж/м ³	$(c\vartheta)_{N_2},$ кДж/м ³	$(c\vartheta)_{H_2O},$ кДж/м ³	$(c\vartheta)_{\text{зл}},$ кДж/кг
20	26				
30	39				
100	132	169	130	151	81
200	266	357	260	304	169
300	403	559	392	463	264
400	542	772	527	626	360
500	684	996	664	794	458
600	830	1222	804	967	561
700	979	1461	946	1147	663
800	1130	1704	1093	1335	768
900	1281	1951	1243	1542	874
1000	1436	2202	1394	1725	984
1100	1595	2457	1545	1926	1096
1200	1754	2717	1695	2131	1206
1400	2076	3240	2009	2558	1571
1600	2403	3767	2323	3001	1830
1800	2729	4303	2642	3458	2184
2000	3064	4843	2964	3926	2512
2200	3399	5387	3290	4399	2760

З іншого боку, якщо знехтувати складовими неповного горіння і врахувати надлишкове повітря, то ентальпія димових газів визначається

$$I_r = I_r^0 + (\alpha - 1) \cdot I_{\text{п}}^0 = \\ = V_{RO_2} \cdot (c\vartheta)_{RO_2} + V_{N_2}^0 \cdot (c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^0 \cdot (c\vartheta)_{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot V^0 \cdot (c\vartheta)_{\text{пов}}, \quad (2.26)$$

де $I_r^0, I_{\text{п}}^0$ – ентальпії теоретичної кількості газів і повітря, кДж/кг або кДж/м³.

Ентальпія золи I_3 визначається тільки для високозольних палив і розраховується за формулою

$$I_3 = \frac{A^p}{100} \cdot a_{\text{вин}} \cdot (c9)_{\text{зл}}, \quad (2.27)$$

де $a_{\text{вин}}$ – частка виносу золи із топки, змінюється від 0,1...0,2 для шарового спалювання до 0,9...0,95 для пиловугільних топок;

$(c9)_{\text{зл}}$ – питома ентальпія золи, кДж/м³, визначається за табл. 2.1.

Контрольні запитання

1. Дайте означення понять "паливо", "умовне паливо".
2. Наведіть складові палива та охарактеризуйте їх.
3. Поясніть відмінність складу палива на суху, горючу та робочу масу.
4. Чим відрізняється нижча та вища теплота згорання палива?
5. Поясніть, як визначається теоретична витрата окислювача.
6. Коефіцієнт надлишку повітря, від чого він залежить і як змінюється в газоходах?

Приклади розв'язання задач

Приклад 2.1. Під час випробувань палива визначений елементарний склад вугілля на горючу масу, %: $C^r = 84$; $H^r = 4,5$; $N^r = 2,0$; $O^r = 9$; $S^r = 0,5$. Вологість і зольність палива на робочу масу складають $W^p = 12$ % і $A^p = 11,4$ %. Визначити елементарний склад палива на робочу масу.

Розв'язання

Перевіримо суму складових на горючу масу палива

$$C^r + H^r + O^r + N^r + S^r = 84 + 4,5 + 9 + 2,0 + 0,5 = 100 \text{ \%}.$$

За формулою (2.4) визначимо елементарний склад на робочу масу, %

$$C^p = C^r \cdot \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 84 \cdot \frac{100 - (11,4 + 12)}{100} = 64,34;$$

$$H^p = 4,5 \cdot \frac{100 - (11,4 + 12)}{100} = 3,45; \quad O^p = 9 \cdot \frac{100 - (11,4 + 12)}{100} = 6,89;$$

$$N^p = 2,0 \cdot \frac{100 - (11,4 + 12)}{100} = 1,53; \quad S^p = 0,5 \cdot \frac{100 - (11,4 + 12)}{100} = 0,38.$$

Перевіримо суму складових на робочу масу палива

$$\begin{aligned} C^p + H^p + O^p + N^p + S^p + W^p + A^p &= \\ &= 64,34 + 3,45 + 6,89 + 1,53 + 0,38 + 12 + 11,4 = 100 \text{ \%}. \end{aligned}$$

Приклад 2.2. Визначити нижчу та вищу теплоту згорання мазуту, якщо він має такий елементарний склад на робочу масу: $C^p = 84,25 \%$; $H^p = 11,7 \%$; $O^p = 0,7 \%$; $S^p = 0,3 \%$; $W^p = 3 \%$; $A^p = 0,05 \%$.

Розв'язання

Перевіримо суму складових на робочу масу палива

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S^p + W^p + A^p = 84,25 + 11,7 + 0,7 + 0,3 + 3 + 0,05 = 100 \%$$

Нижча робоча теплота згорання палива, кДж/кг, за формулою (2.5)

$$Q_H^p = 338 \cdot 84,25 + 1025 \cdot 11,7 - 108,5 \cdot (0,7 - 0,3) - 25 \cdot 3 = 40351.$$

Вища робоча теплота згорання палива, кДж/кг

$$Q_B^p = Q_H^p + 25,1 \cdot (W^p + 9 \cdot H^p) = 40351 + 25,1 \cdot (3 + 9 \cdot 11,7) = 43069.$$

Приклад 2.3. Визначити об'єми повітря і димових газів при спалюванні природного газу з елементарним складом: $CH_4^p = 85,8 \%$; $C_2H_6^p = 0,2 \%$; $C_3H_8^p = 0,1 \%$; $C_4H_{10}^p = 0,1 \%$; $CO_2^p = 0,1 \%$; $N_2^p = 13,7 \%$. Коефіцієнт надлишку повітря прийняти рівним 1,18.

Розв'язання

Перевіримо суму складових на робочу масу палива

$$85,8 + 0,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 + 13,7 = 100 \%$$

Теоретична витрата повітря за (2.9), m^3/m^3

$$V^0 = 0,0476 \cdot \left[\left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot 85,8 + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot 0,2 + \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot 0,1 + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot 0,1 \right] = 8,26.$$

Теоретичні об'єми складових газів за (2.16), (2.18) і (2.20), m^3/m^3

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (0,1 + 1 \cdot 85,8 + 2 \cdot 0,2 + 3 \cdot 0,1 + 4 \cdot 0,1) = 0,870,$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 8,26 + 0,01 \cdot 13,7 = 6,66,$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot \left(\frac{4}{2} \cdot 85,8 + \frac{6}{2} \cdot 0,2 + \frac{8}{2} \cdot 0,1 + \frac{10}{2} \cdot 0,1 + 0,124 \cdot 12 \right) + 0,0161 \cdot 8,26 = 1,88.$$

Дійсні об'єми двоатомних газів і водяної пари за (2.21), (2.22), m^3/m^3

$$V_{N_2} = 6,66 + (1,18 - 1) \cdot 8,26 = 8,15; \quad V_{H_2O} = 1,88 + 0,0161 \cdot (1,18 - 1) \cdot 8,26 = 1,90.$$

Дійсний об'єм димових газів за (2.23), m^3/m^3

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} = 0,870 + 8,15 + 1,90 = 10,92.$$

Приклад 2.4. Температура димових газів на виході з топки котла складає $950 \text{ }^\circ\text{C}$, а коефіцієнт надлишку повітря – 1,12. Визначити ентальпію димових газів, якщо спалюється природний газ за умовою попереднього прикладу.

Розв'язання

З попереднього прикладу об'єми повітря і складових димових газів:
 $V^0 = 8,26 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $V_{\text{RO}_2} = 0,870 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $V_{\text{N}_2}^0 = 6,66 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 1,88 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

За табл. 2.1 для температури $950 \text{ }^\circ\text{C}$ визначимо питомі ентальпії:
 $(c\vartheta)_{\text{пов}} = 1359 \text{ кДж/м}^3$; $(c\vartheta)_{\text{RO}_2} = 2077 \text{ кДж/м}^3$; $(c\vartheta)_{\text{N}_2} = 1319 \text{ кДж/м}^3$; $(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}} = 1634 \text{ кДж/м}^3$.

Ентальпія димових газів за формулою (2.26), кДж/м^3

$$I_{\text{r}} = 0,87 \cdot 2077 + 6,66 \cdot 1319 + 1,88 \cdot 1634 + (1,12 - 1) \cdot 8,26 \cdot 1359 = 15010 .$$

Задачі для самостійної роботи

Приклад 2.5. Визначити вид і теплоту згорання палива, об'єм та ентальпію продуктів згорання, якщо склад палива, % : $W^{\text{p}} = 13,0$; $A^{\text{p}} = 21,8$; $S^{\text{p}}_{\text{к+ор}} = 3,0$; $C^{\text{p}} = 49,3$; $H^{\text{p}} = 3,6$; $N^{\text{p}} = 1,0$; $O^{\text{p}} = 8,3$. Температура газів ϑ , коефіцієнт надлишку повітря α .

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\vartheta, \text{ }^\circ\text{C}$	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
α	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,4	2,8	3,2	4,0	4,4

Приклад 2.6. Визначити вид і теплоту згорання палива, об'єм та ентальпію продуктів згорання, якщо склад палива, %: $\text{CH}_4 = 85,8$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,2$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,1$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0$; $\text{N}_2 = 13,7$; $\text{CO}_2 = 0,1$; $\text{H}_2\text{S} = 0$. Температура газів ϑ , коефіцієнт надлишку повітря α .

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\vartheta, \text{ }^\circ\text{C}$	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
α	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Приклад 2.7. Визначити вид і теплоту згорання палива, об'єм та ентальпію продуктів згорання, якщо склад палива, % : $C^{\text{p}} = 82$; $H^{\text{p}} = 10,2$; $S^{\text{p}}_{\text{к+ор}} = 4,0$; $W^{\text{p}} = 3,0$; $N^{\text{p}} = 0,3$; $O^{\text{p}} = 0,5$. Температура газів ϑ , коефіцієнт надлишку повітря α .

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\vartheta, \text{ }^\circ\text{C}$	1000	800	600	500	400	350	300	250	200	150
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
α	2,1	2,0	1,8	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,05

3 ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС І ВИТРАТА ПАЛИВА

Ефективність використання палива в котлоагрегаті визначається двома факторами: повнотою процесу спалювання палива і глибиною охолодження продуктів згорання (Products of combustion).

Більша частина теплоти, яка вноситься в котельний агрегат, сприймається поверхнями нагріву і передається робочому тілу. За рахунок цієї теплоти відбувається нагрів води до температури кипіння, далі випаровування води і перегрів пари. Це – корисно використана теплота.

Решта теплоти, що складає приблизно 6...20 %, не використовується на отримання та перегрів пари. Це пояснюється різного роду втратами теплоти, що супроводжують роботу котла.

Розподіл корисної теплоти та внесеної в котлоагрегат виконується шляхом складання *теплого балансу котла* (Thermal balance).

В загальному вигляді рівняння теплового балансу котла (рис. 3.1) при усталеному режимі роботи записується так

$$Q_H = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (3.1)$$

де Q_H – наявна теплота на 1 кг (1 м³) палива, кДж/кг або кДж/м³;

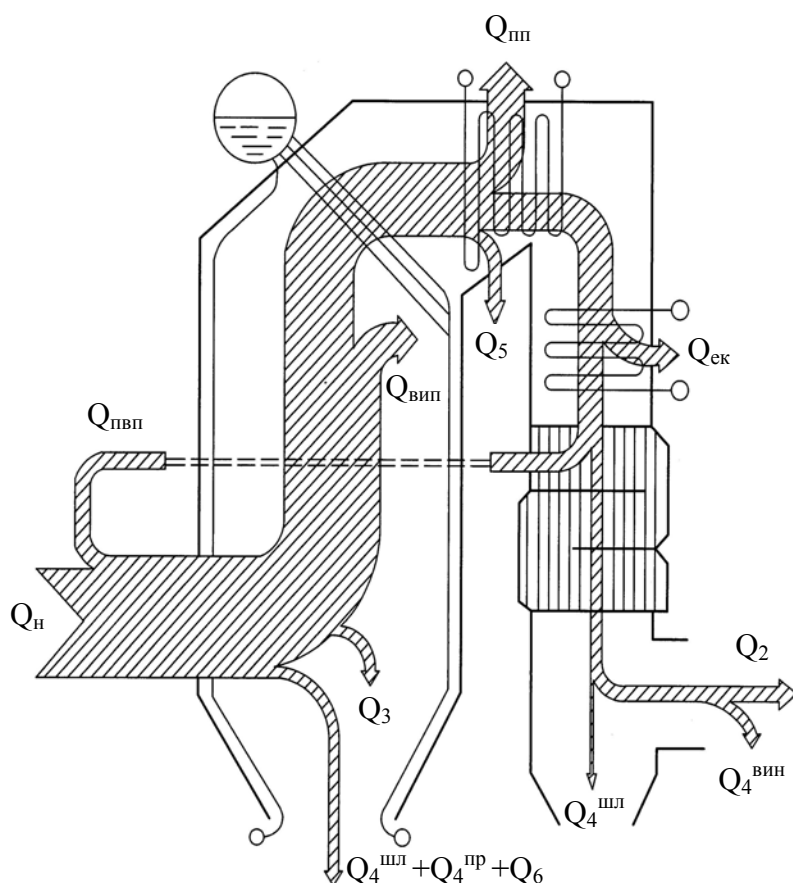


Рисунок 3.1 – Розподіл теплоти в котлоагрегаті

Q_1 – корисно використана теплота, кДж/кг або кДж/м³;

Q_2 – втрати теплоти з відхідними газами, кДж/кг або кДж/м³;

Q_3 – втрати теплоти від хімічної неповноти згорання, кДж/кг або кДж/м³;

Q_4 – втрати теплоти від механічної неповноти згорання, кДж/кг або кДж/м³;

Q_5 – втрати теплоти в навколишнє середовище через стіни котла, кДж/кг або кДж/м³;

Q_6 – втрати з фізичною теплою шлаку, кДж/кг або кДж/м³.

Якщо обидві частини рівняння (3.1) розділити на Q_H , то отримаємо

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100\%. \quad (3.2)$$

Відношення корисної теплоти до наявної називається *коефіцієнтом корисної дії* (Output-input ratio)

$$\frac{Q_1}{Q_H} = q_1 = \eta_k \quad (3.3)$$

ККД котла може бути визначений за прямим та зворотним балансом. Рівняння (3.3) є визначенням за прямим балансом у загальному вигляді, ККД за зворотним балансом визначається за формулою

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (3.4)$$

ККД котла показує наскільки ефективно (повно) використовується наявна теплота.

Для сучасних (неконденсаційних) котлів ККД сягає 95 %. Часто із збільшенням типорозміру котла ККД збільшується. Крім того, ККД залежить від виду палива та умов експлуатації котлоагрегату (Exploitation of boiler). В наведеному вище показнику не враховані експлуатаційні витрати, що супроводжують роботу котла, наприклад, витрати електроенергії на насоси, вентилятори (Ventilator), димососи (Smoke ventilator) тощо. Тому такий ККД називається *ККД брутто котла*.

Якщо врахувати всі витрати під час роботи котла можна отримати показник *ККД нетто котла*.

3.1 Наявна теплота

Наявна теплота в загальному випадку визначається за рівнянням

$$Q_H = Q_H^p + Q_{\text{пал}} + Q_{\text{пов.зов}} + Q_{\text{форс}}, \quad (3.5)$$

де Q_H^p – нижча робоча теплота згорання палива (Combustion heat), кДж/кг або кДж/м³;

$Q_{\text{пал}}$ – фізична теплота палива, кДж/кг або кДж/м³;

$Q_{\text{пов.зов}}$ – фізична теплота підігрітого ззовні повітря, кДж/кг або кДж/м³;

$Q_{\text{форс}}$ – теплота, що вноситься парою при паровому розпиленні палива, кДж/кг або кДж/м³.

Фізична теплота палива залежить від його температури

$$Q_{\text{пал}} = c_{\text{пал}} \cdot t_{\text{пал}}, \quad (3.6)$$

де $c_{\text{пал}}$ – теплоємність палива, кДж/(кг·К), для мазуту визначається за формулою [4]

$$c_{\text{пал}} = 1,738 + 0,0025 \cdot t_{\text{пал}}. \quad (3.7)$$

Фізична теплота підігрітого повітря $Q_{\text{пов.зов}}$ враховується тільки за умови зовнішнього підігріву повітря (не в повітропідігрівнику (Air heater) котла) і визначається за залежністю

$$Q_{\text{пов.зов}} = \beta \cdot V^0 \cdot (ct_{\text{г.п}} - ct_{\text{х.п}}), \quad (3.8)$$

де $ct_{\text{г.п}}$ і $ct_{\text{х.п}}$ – питомі ентальпії повітря після зовнішнього підігрівника і холодного повітря, визначені із табл. 2.1, кДж/м³;

β – відношення кількості повітря до теоретично необхідної, $\beta \geq \alpha_{\text{т}}$.

Теплота, що вноситься паром у форсунках (Sprayer) при паровому розпиленні мазуту залежить від кількості пари і її ентальпії

$$Q_{\text{форс}} = G_{\text{п}} \cdot (h_{\text{п}} - 2510), \quad (3.9)$$

де $G_{\text{п}}$ – питома витрата пари на розпилення мазуту, віднесена до витрати палива, в розрахунках приймають $G_{\text{п}} = 0,2 \dots 0,4$ кг/кг;

$h_{\text{п}}$ – ентальпія пари, кДж/кг;

2510 – орієнтовне значення ентальпії пари, яка в складі димових газів викидається з котла в атмосферу через димову трубу (Chimney).

3.2 Корисна теплота

Як було наведено вище до корисної теплоти відноситься теплота, витрачена на нагрів води до стану насичення, випаровування та перегрів пари. Для передавання такої теплоти в схемі парогенератора використовуються відповідно водяний економайзер, випарні поверхні (Evaporated surfaces) (екранні труби і кип'ятильні пучки) та пароперегрівник. Оскільки всі складові теплового балансу мають розмірність кДж/кг або кДж/м³, то всі потужності елементів відносять до витрати палива і отримують "теплосприйняття" елемента.

Корисна теплота передана в економайзері (Economizer) – теплосприйняття економайзера, кДж/кг або кДж/м³

$$Q_{\text{ек}} = \frac{D}{B_{\text{р}}} \cdot (h'_{\text{жв}} - h_{\text{жв}}), \quad (3.10)$$

де D – паровидатність котла, кг/с;

$B_{\text{р}}$ – витрата палива (Expenditure of fuel) на котел, кг/с або м³/с;

$h'_{\text{жв}}$, $h_{\text{жв}}$ – ентальпія води на виході та на вході в економайзер, кДж/кг.

Теплосприйняття випарних поверхонь, кДж/кг або кДж/м³

$$Q_{\text{вип}} = \frac{D}{B_{\text{р}}} \cdot (h_{\text{нп}} - h'_{\text{жв}}), \quad (3.11)$$

де $h_{\text{нп}}$ – ентальпія насиченої пари при тиску в барабані, кДж/кг.

Теплосприйняття пароперегрівника, кДж/кг або кДж/м³

$$Q_{\text{пп}} = \frac{D}{B_{\text{р}}} \cdot (h_{\text{пп}} - h_{\text{нп}}), \quad (3.12)$$

де $h_{\text{пп}}$ – ентальпія перегрітої пари, кДж/кг.

Сумарна корисна теплота, кДж/кг або кДж/м³

$$Q_1 = Q_{ек} + Q_{вп} + Q_{пп} = \frac{D}{B_p} \cdot (h_{пп} - h_{жв}). \quad (3.13)$$

Наведена вище залежність не враховує витрати теплоти, пов'язані із безперервною продувкою парогенератора. З врахуванням теплоти продувальної води залежність матиме вигляд, кДж/кг або кДж/м³

$$Q_1 = \frac{D}{B_p} \cdot (h_{пп} - h_{жв}) + \frac{G_{пр}}{B_p} \cdot (h_{кв} - h_{жв}), \quad (3.14)$$

де $h_{кв}$ – ентальпія котлової води, яка визначається для умов стану насичення при тиску в барабані котла, кДж/кг. Значення витрати продувальної води $G_{пр}$ складає 2...5 % від паровидатності котла D і залежить від солемісту (Salt contents) живильної та котлової води.

Підстановка виразу (3.14) в формулу (3.3) дозволить отримати залежність для визначення ККД котла з врахуванням продувки

$$\eta_k = \frac{D \cdot (h_{пп} - h_{жв}) + G_{пр} \cdot (h_{кв} - h_{жв})}{Q_H \cdot B_p}. \quad (3.15)$$

З іншого боку, за цією ж формулою може бути визначена витрата палива, кг/с або м³/с

$$B_p = \frac{D \cdot (h_{пп} - h_{жв}) + G_{пр} \cdot (h_{кв} - h_{жв})}{Q_H \cdot \eta_k}. \quad (3.16)$$

Формула (3.15) дозволяє визначити так званий **ККД бруто котла**. Такий ККД не враховує витрати електроенергії на привод допоміжного обладнання котла та витрати пари на власні потреби котла.

Залежність для визначення **ККД нетто котла** матиме вигляд

$$\eta_k = \frac{D \cdot (1 + \alpha_{вп}) \cdot (h_{пп} - h_{жв}) + G_{пр} \cdot (h_{кв} - h_{жв})}{Q_H \cdot B_p + \Sigma N_{вп} / (\eta_{ес} \cdot \eta_{ем})}, \quad (3.17)$$

де $\alpha_{вп}$ – частка витрати гострої пари на власні потреби;

$\Sigma N_{вп}$ – сумарна електрична потужність власних потреб котла, кВт;

$\eta_{ес}$, $\eta_{ем}$ – коефіцієнти корисної дії виробництва електроенергії та її транспортування електромережами.

Середні значення ККД електростанцій складають $\eta_{ес} = 33...35$ %, а ККД електромереж $\eta_{ем} = 85...89$ %.

3.3 Втрати теплоти

Втрати теплоти з відхідними газами q_2

Такі втрати обумовлені тим, що димові гази викидаються з котла з температурою вищою, ніж температура палива і повітря на вході в котел, тобто вищою, ніж температура навколишнього середовища.

Якщо знехтувати теплою палива та золи і врахувати зменшення об'єму газів через втрати q_4 , то втрати теплоти з відхідними газами

$$q_2 = \frac{I_{\text{вг}} - \alpha_{\text{вг}} \cdot I_{\text{хп}}^0}{Q_{\text{н}}} \cdot \frac{100 - q_4}{100} \quad (3.18)$$

Ці втрати складають 4...12%. Величина втрат q_2 залежить від характеристик палива, коефіцієнта надлишку повітря та температури відхідних газів. Основною характеристикою палива в даному випадку є кількість баластних речовин, які збільшують об'єм газів без збільшення теплоти згорання.

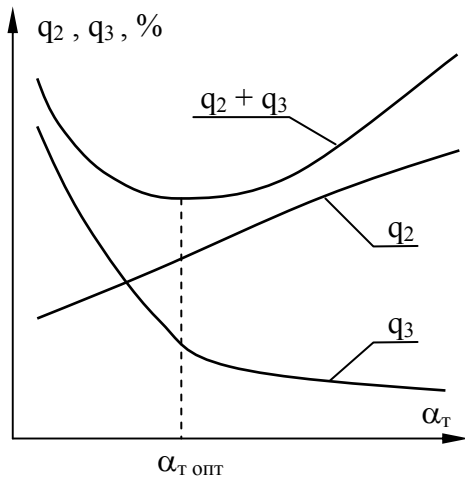


Рисунок 3.2 – Вплив коефіцієнта надлишку повітря на втрати теплоти

Зниження втрат теплоти з відхідними газами можливе за рахунок зменшення коефіцієнта надлишку повітря у відхідних газах $\alpha_{\text{вг}}$. За (2.11) це може бути досягнуто зменшенням підсмоктувань в газоходах, тобто герметизацією газоходів або зменшення надлишку повітря в топці $\alpha_{\text{т}}$.

Але зміна $\alpha_{\text{т}}$ впливає на інші втрати – від хімічної неповноти згорання q_3 (див. рис. 3.2). Оптимальним значенням є $\alpha_{\text{т}}$ при якому сумарні втрати $q_2 + q_3$ наближаються до мінімуму.

Оптимальне значення $\alpha_{\text{т}}$ залежить від виду палива та умов змішування палива з повітрям.

Для спалювання природного газу приймають $\alpha_{\text{т}} < 1,1$, для мазуту – $\alpha_{\text{т}} = 1,05...1,15$, для вугілля – $\alpha_{\text{т}} = 1,2...1,7$.

Надлишкове повітря окрім збільшення втрат q_2 призводить до перевитрати електроенергії на привод димососа.

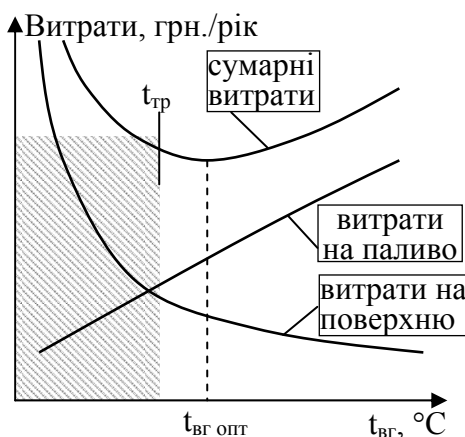


Рисунок 3.3 – Оптимізація температури відхідних газів

Температура відхідних газів є одним з найважливіших факторів. Досягти її зменшення можливо за рахунок збільшення хвостових поверхонь котла, тобто його металоемності і вартості. Але висока $t_{\text{вг}}$ призводить до зменшення ККД і збільшення витрат на паливо (рис. 3.3).

Крім того, для неконденсаційних котлів температура $t_{\text{вг}}$ обмежена температурою точки роси (Temperature of dew point) $t_{\text{тр}}$ димових газів, коли можлива низькотемпературна корозія (Corrosion) поверхонь. Техніко-економічні розрахунки

дозволяють визначити оптимальну $t_{\text{вг}}$ (рис. 3.3).

Втрати теплоти з хімічною неповнотою згорання q_3

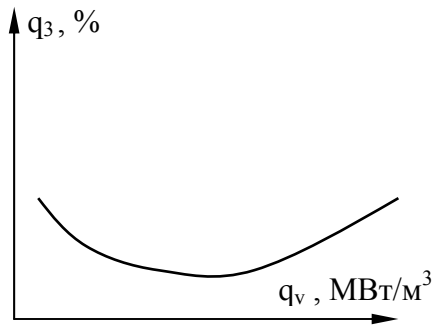


Рисунок 3.4 – Вплив навантаження об'єму топки q_v на втрати q_3

Такі втрати пов'язані із вмістом у димових газах продуктів неповного згорання палива CO , CH_4 , C_mH_n тощо.

Причинами неповного згорання палива можуть бути: недостатня кількість окислювача; погане сумішоутворення; невеликі розміри топки і малий час знаходження палива в топці; низька температура в зоні горіння. Таким чином, втрати q_3 значною мірою визначаються об'ємною густиною тепловиділення в об'ємі топки V_T (рис. 3.4)

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_p}{V_T} \quad (3.19)$$

Оптимальні значення об'ємного тепловиділення для топок (Combustion chamber) з футерівкою складають $q_v = 0,1 \dots 0,3 \text{ МВт/м}^3$, для сталевих котлів до 1 МВт/м^3 , а в циклонних топках $3 \dots 10 \text{ МВт/м}^3$.

Під час випробувань котлів втрати Q_3 визначають за процентним вмістом продуктів неповного згорання у відхідних газах і їх теплотою згорання

$$Q_3 = V_{\text{CO}} \cdot Q_{\text{CO}} + V_{\text{CH}_4} \cdot Q_{\text{CH}_4} + V_{\text{H}_2} \cdot Q_{\text{H}_2} + \dots \quad (3.20)$$

Засобами зменшення втрат q_3 є попередній підігрів повітря і палива, якісніше подрібнення палива, покращення сумішоутворення. На етапі проектування котла витрати теплоти q_3 вибирають за довідковими даними в залежності від палива і конструкції топкового пристрою.

Втрати теплоти з механічною неповнотою згорання q_4

Ці втрати пов'язані із недопалом твердого палива в топковій камері. Недогорілі частинки палива можуть виходити з котла з шлаком, провалом та виноситись з газами

$$Q_4 = Q_4^{\text{шл}} + Q_4^{\text{пр}} + Q_4^{\text{вин}} \quad (3.21)$$

Ці складові визначаються за кількістю шлаку, провалу і виносу та їхньою теплотою згорання

$$Q_4^{\text{шл}} = \frac{G_{\text{шл}} \cdot Q_{\text{шл}}}{B_p}, \quad Q_4^{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр}} \cdot Q_{\text{пр}}}{B_p}, \quad Q_4^{\text{вин}} = \frac{G_{\text{вин}} \cdot Q_{\text{вин}}}{B_p} \quad (3.22)$$

Втрати q_4 можуть складати до 12 %. При шаровому спалюванні основна складова – шлак та провал, а при камерному – винос.

Втрати з провалом в сучасних котлах складають до 1 %, оскільки решітки виконують "безпровальними". В шарових топках кількість шлаку залежить від конструкції решітки та методу шлаковидалення, в камерних топках – від якості розмелення палива. Величина виносу в камерних топках складає 90...95 % і залежить від швидкості потоку та якості палива, а в шарових топках – від їх потужності.

Для визначення складових q_4 в умовах експлуатації складають золовий баланс котла, а для визначення втрат q_4 на етапі проектування котла користуються довідковими даними.

Втрати теплоти через стіни котла q_5

Ці втрати пов'язані з тим, що в газоходах котла температура значно вища температури навколишнього середовища і відбуваються тепловтрати через стіни котла.

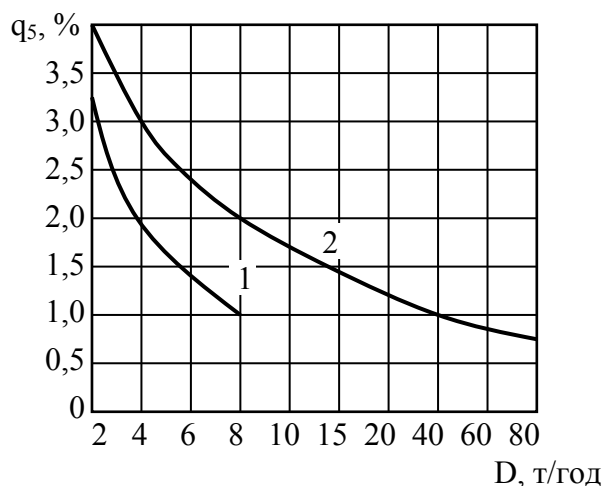


Рисунок 3.5 – Залежність тепловтрат через стіни від паровидатності котла: 1 – котел без хвостових поверхонь; 2 – котел з хвостовими поверхнями [5]

Величина тепловтрат визначається якістю теплоізоляції стін котла та умовами теплообміну на поверхні стін.

Проведення точних розрахунків або вимірювань достатньо складне, тому користуються довідковими даними, наведеними на рис. 3.5. Ці втрати складають до 3 %, а для сучасних сталевих котлів малої потужності вони складають до 1%. В умовах експлуатації при неномінальних навантаженнях

втрати через стіни котла визначаються

$$q_5 = q_5^{\text{ном}} \cdot \left(\frac{D_{\text{ном}}}{D} \right). \quad (3.23)$$

Під час налагоджувальних випробувань втрати q_5 визначають за залишковим принципом.

Втрати з фізичною теплотою шлаку q_6

Ці втрати пов'язані з тим, що шлак виводиться з котла з температурою набагато вищою, ніж температура навколишнього середовища

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} \cdot A^p \cdot (c\vartheta)_{\text{зл}}}{Q_{\text{н}}}, \quad (3.24)$$

де $a_{\text{шл}}$ – частка шлаку в загальній зольності палива, $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{вин}}$.

В топках з твердим шлаковидаленням та камерних топках ці втрати враховуються тільки для високозольних палив з $A^p > 15 \dots 20$ % і температура шлаку приймається 600 °С. В топках з рідким шлаковидаленням ці втрати складають лише 1...2 %.

Контрольні запитання

1. Наведіть рівняння теплового балансу котла, його призначення та зміст складових.
2. Поясніть, як визначається ККД котла за прямим та зворотним балансом.
3. Поясніть різницю між ККД бруто і ККД нетто котла.
4. Як визначається ККД котла і витрата палива на котел?
5. Поясніть поняття "наявна теплота", її складові і залежності для їх визначення.
6. Поясніть, від чого залежать втрати теплоти з відхідними газами, від хімічної і механічної теплоти згорання.
7. В яких випадках і яким чином визначаються втрати теплоти через стіни котла і втрати із шлаком?

Приклади розв'язання задач

Приклад 3.1. Визначити втрати теплоти від хімічної неповноти згорання, якщо корисна теплота 31,5 МДж/м³, втрати теплоти через стіни котла складають 700 кДж/м³, втрат від механічної неповноти згорання немає, втрати з відхідними газами 7 %. Наявна теплота складає 35 МДж/м³.

Розв'язання

Маючи корисну і наявну теплоту, за (3.3) визначимо ККД котла

$$\eta_{\text{к}} = \frac{Q_1}{Q_{\text{н}}} = \frac{31,5}{35} = 0,9 = 90 \%$$

Втрати теплоти через стіни котла, %

$$q_5 = \frac{Q_5}{Q_{\text{н}}} = \frac{700}{35000} = 0,02 = 2 \%$$

За розмірністю величини наявної теплоти можна зрозуміти, що це газове паливо, для якого втрати теплоти із шлаком відсутні. Тоді з рівняння (3.4) визначимо втрати q_3 , %

$$q_3 = 100 - (\eta_{\text{к}} + q_2 + q_4 + q_5 + q_6) = 100 - (90 + 7 + 0 + 2 + 0) = 1.$$

Приклад 3.2. Визначити ККД брутто котельного агрегату за такими вихідними даними: паровидатність 16 т/год; витрата палива 0,34 кг/с; температура перегрітої пари 370 °С; тиск перегрітої пари 2,4 МПа; температура живильної води 104 °С; величина безперервної продувки 3 %; температура підігріву повітря в калориферах 100 °С; теоретичний об'єм повітря 10,2 м³/кг; коефіцієнт $\beta = 1,1$. Температура холодного повітря 20 °С; температура мазуту 100 °С. Котел має парове розпилення. Витрата насиченої пари тиском 5 бар на розпилення мазуту 0,3 кг/кг. Паливо – мазут з $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 38,8$ МДж/кг.

Розв'язання

Визначимо теплоємність мазуту при температурі 100 °С, кДж/(кг·К)

$$c_{\text{пал}} = 1,738 + 0,0025 \cdot t_{\text{пал}} = 1,738 + 0,0025 \cdot 100 = 1,988.$$

Фізична теплота палива, кДж/кг

$$Q_{\text{пал}} = c_{\text{пал}} \cdot t_{\text{пал}} = 1,988 \cdot 100 = 198,8.$$

Питомі ентальпії повітря при температурах 20 °С і 100 °С складають 26 і 132 кДж/м³ відповідно, тоді теплота підігрітого ззовні повітря, кДж/кг

$$Q_{\text{пов.зов}} = \beta \cdot V^0 \cdot (ct_{\text{г.п}} - ct_{\text{х.п}}) = 1,1 \cdot 10,2 \cdot (132 - 26) = 1189.$$

Ентальпія насиченої пари при тиску 5 бар складає 2749 кДж/кг, тоді теплота, що вноситься паром при паровому розпиленні, кДж/кг

$$Q_{\text{форс}} = G_{\text{п}} \cdot (h_{\text{п}} - 2510) = 0,3 \cdot (2749 - 2510) = 71,7.$$

Наявна теплота за (3.5), кДж/кг

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{н}}^{\text{p}} + Q_{\text{пал}} + Q_{\text{пов.зов}} + Q_{\text{форс}} = 38800 + 198,8 + 1189 + 71,7 = 40259,5,$$

За тиском 2,4 МПа і температурою 370 °С визначаємо ентальпію перегрітої пари $h_{\text{пп}} = 3174$ кДж/кг, за температурою 104 °С – ентальпію живильної води 436 кДж/кг. Прийmemo, що тиск в барабані 2,5 МПа, тоді ентальпія котлової води $h_{\text{кв}} = 962$ кДж/кг. Паровидатність котла 16 т/год або 4,44 кг/с.

ККД брутто котла за (3.15)

$$\eta_{\text{к}} = \frac{D \cdot (h_{\text{пп}} - h_{\text{жв}}) + G_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{кв}} - h_{\text{жв}})}{Q_{\text{н}} \cdot B_{\text{p}}} = \frac{4,44 \cdot (3174 - 436) + 4,44 \cdot 0,03 \cdot (962 - 436)}{40259,5 \cdot 0,34} = 0,893.$$

Приклад 3.3. Визначити ККД брутто котельного агрегату, що працює на природному газі з $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 33,7$ МДж/м³. Температура відхідних газів 150 °С, об'єми повітря і продуктів згорання $V^0 = 9,3$ м³/м³; $V_{\text{RO}_2} = 1$ м³/м³;

$V_{N_2}^0 = 7,2 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $V_{H_2O}^0 = 1,9 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Втрати теплоти від хімічної неповноти згорання 0,5 %, через стіни котла 1,7 %, від механічної неповноти згорання 0 %. Коефіцієнт надлишку повітря у відхідних газах 1,3.

Розв'язання

Оскільки немає даних про підігрів повітря, то наявна теплота, $\text{кДж}/\text{м}^3$

$$Q_H = Q_H^p = 33700.$$

Для температури відхідних газів $150 \text{ }^\circ\text{C}$ за табл. 2.1 визначаємо питому ентальпії, $\text{кДж}/\text{м}^3$

$$(c\vartheta)_{\text{пов}} = 199; (c\vartheta)_{RO_2} = 263; (c\vartheta)_{N_2} = 195; (c\vartheta)_{H_2O} = 228.$$

Ентальпія відхідних газів за (2.26), $\text{кДж}/\text{м}^3$

$$I_T = 1 \cdot 263 + 7,2 \cdot 195 + 1,9 \cdot 228 + (1,3 - 1) \cdot 9,3 \cdot 199 = 2655.$$

Температуру холодного повітря приймаємо $20 \text{ }^\circ\text{C}$, а питому ентальпію $26 \text{ кДж}/\text{м}^3$, тоді втрати теплоти з відхідними газами за (3.18)

$$q_2 = \frac{2655 - 1,3 \cdot 9,3 \cdot 26}{33700} \cdot \frac{100 - 0}{100} = 0,695 \text{ або } 6,95 \text{ } \%$$

Оскільки спалюється газове паливо, то втрат із шлаком немає $q_6 = 0$.

Тоді ККД бруто котла за зворотним балансом (3.4), %

$$\eta_k = 100 - (6,95 + 0,5 + 0 + 1,7 + 0) = 90,85.$$

Задачі для самостійної роботи

Приклад 3.4. Визначити витрату палива для котельного агрегату за такими вихідними даними: паровидатність D , температура перегрітої пари $370 \text{ }^\circ\text{C}$; тиск перегрітої пари P ; температура живильної води $90 \text{ }^\circ\text{C}$; величина безперервної продувки $p = 3 \text{ } \%$; теоретичний об'єм повітря і продуктів згорання $V^0 = 10,2 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $V_{N_2}^0 = 8,06 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $V_{RO_2} = 1,57 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $V_{H_2O}^0 = 1,34 \text{ м}^3/\text{м}^3$, температура та надлишок повітря у відхідних газах $200 \text{ }^\circ\text{C}$ і 1,3, відповідно. Паливо – природний газ з $Q_H^p = 33,8 \text{ МДж}/\text{м}^3$. Втрати теплоти через стіни котла 1,2 %, втрати з механічною та хімічною неповнотою згорання 0 і 0,5 %, відповідно.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D , т/год	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P , МПа	0,9	1,4	1,6	1,8	2,0	2,4	2,8	3,2	4,0	4,4

Приклад 3.5. Визначити, як зміниться витрата палива на котлоагрегат паровидатністю 20 т/год з тиском 14 бар і температурою 250 °С при зниженні коефіцієнта надлишку повітря у відхідних газах з 1,5 до 1,2 та зниженні температури відхідних газів з ϑ_1 до ϑ_2 . Паливо – мазут високосірчистий з $Q_H^p = 39064$ кДж/кг; теоретичні об'єми $V^0 = 10,2$ м³/кг, $V_{N_2}^0 = 8,06$ м³/кг, $V_{RO_2} = 1,57$ м³/кг, $V_{H_2O}^0 = 1,34$ м³/кг, температура мазуту 130 °С, втрати теплоти через стіни котла 1,2 %, втрати з механічною та хімічною неповнотою згорання 0 і 0,5 %, відповідно. Температура живильної води 100 °С.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\vartheta_1, \text{ }^\circ\text{C}$	250	240	230	220	210	200	190	180	170	160
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\vartheta_2, \text{ }^\circ\text{C}$	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155

Приклад 3.6. Визначити ентальпію відхідних газів та ККД парогенератора БМ–35, що спалює мазут. Теоретичні об'єми повітря та газів $V^0 = 10,8$ м³/кг; $V_{N_2}^0 = 8,26$ м³/кг; $V_{RO_2} = 1,17$ м³/кг; $V_{H_2O}^0 = 1,74$ м³/кг. Коефіцієнт надлишку повітря у відхідних газах $\alpha_{вг}$, температура відхідних газів $\vartheta_{вг}$, втрати теплоти через стіни котла 1,5 %, з механічною та хімічною неповнотою згорання 0 і 0,5 %, відповідно. Температура мазуту 120 °С, теплота згорання $Q_H^p = 41$ МДж/кг.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\vartheta_{вг}, \text{ }^\circ\text{C}$	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\alpha_{вг}$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,2

4 ТОПКОВІ ТА ПАЛЬНИКОВІ ПРИСТРОЇ. ОСОБЛИВОСТІ СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА

4.1 Класифікація топок. Час горіння палива

На промислових підприємствах отримання різних теплоносіїв здійснюється в котельних установках при спалюванні різних органічних палив.

Топки – пристрої, в яких відбувається спалювання палива. За призначенням всі топки можна поділити на [2]:

- теплові;
- силові;
- технологічні.

Класифікація теплових топок наведена на рис. 4.1.

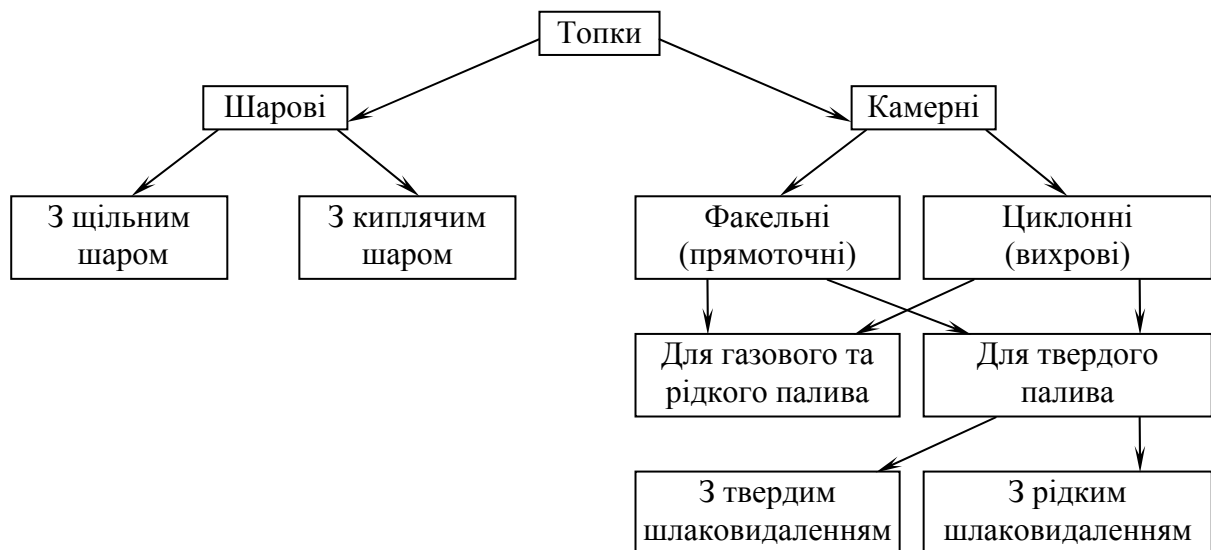


Рисунок 4.1 – Класифікація теплових топкових пристроїв

Теплові топки призначаються для перетворення хімічної енергії палива у фізичну теплоту високотемпературних газів для подальшого передавання теплоти цих газів через поверхні нагріву теплоносію.

Силові топки служать для отримання продуктів не тільки з високою температурою, але і з підвищеним тиском. Ці продукти згорання використовуються безпосередньо в газових турбінах, соплах реактивних двигунів тощо.

Теплові топки поділяють на **шарові** для спалювання кускового палива і **камерні** – для спалювання газоподібного і рідкого палива, твердого палива в пилоподібному (подрібненому) стані, а також для спалювання суміші палив.

Повнота, стійкість та інтенсивність горіння палива визначаються двома основними фізичними факторами:

- температура горіння;
- умови сумішоутворення.

Із підвищенням температури в зоні горіння вище мінімального значення – температури спалаху – інтенсивність горіння зростає.

Горіння можливе при утворенні такої суміші палива із повітрям, коли концентрація повітря у суміші знаходиться між нижньою та верхньою концентраційною межею. Для природного газу, наприклад, між 5,5 і 15,6 %.

Основними показниками топкового пристрою є.

1. Придатність для спалювання даного виду палива.
2. Теплова видатність, $V_p \cdot Q_H$, МВт.
3. Коефіцієнт надлишку повітря на виході з топки, α_T .
4. Втрати теплоти від хімічної неповноти згорання, q_3 , %.
5. Втрати теплоти від механічної неповноти згорання, q_4 , %.
6. Об'ємна густина тепловиділення (для камерних топок) $q_v = V_p \cdot Q_H / V_T$, кВт/м³, та густина тепловиділення на площу дзеркала горіння (для шарових топок) $q_R = V_p \cdot Q_H / R$, кВт/м².
7. Густина тепловиділення на одиницю площі стін топки, $q_F = V_p \cdot Q_H / F_{ст}$, кВт/м².
8. Частка золи, що виноситься з топки, $a_{вин}$.
9. Надлишковий тиск в топці, P_T , Па.
10. Температура дуттьового повітря.

Незалежно від схеми організації горіння повний час згорання будь-якого палива в топці τ_T складається з часу, необхідного для підведення окислювача до палива (сумішоутворення), $\tau_{см}$, часу нагріву компонентів горіння до температури запалювання, τ_H , і часу, необхідного для протікання самої хімічної реакції горіння τ_X , тобто

$$\tau_T = \tau_{см} + \tau_H + \tau_X. \quad (4.1)$$

Етапи змішування і нагріву є фізичною стадією процесу, τ_ϕ , а реакцій горіння – хімічною, τ_X .

Якщо $\tau_\phi \ll \tau_X$, то процес знаходиться в кінетичній області. Повний час згорання палива визначається в цьому випадку швидкістю хімічного процесу. Для кінетичної області $\tau_T \approx \tau_X$.

При $\tau_x \gg \tau_\phi$, коли час транспортування окисника до палива значно більше часу, необхідного для здійснення хімічної реакції горіння, процес знаходиться в дифузійній області, для якої $\tau_r \approx \tau_\phi$.

Якщо час протікання хімічної реакції приблизно дорівнює часу фізичної стадії, $\tau_x \approx \tau_\phi$, то процес знаходиться в проміжній області і повний час горіння палива τ_r визначається швидкістю найповільнішого етапу.

Паливо та повітря подаються в топку через *пальник* (Combustor). Призначення пальника – підведення певної кількості палива і повітря, організація їх сумішоутворення, створення стійкого факела. Нестійка робота пальника характеризується "затягуванням" полум'я або "відривом" полум'я.

Під час вибору пальників слід враховувати таке.

1. Газове паливо технічно може використовуватись для котлів будь-якої потужності.
2. Загальна потужність пальників повинна забезпечувати повну теплову потужність котла із запасом 10...20 %.
3. Із збільшенням кількості пальників покращується регулювання параметрів (Adjusting of parameters) котла, але ускладнюється його експлуатація, компоновання елементів.
4. Відстань між осями пальників повинна бути не менше 2,5...3 діаметри амбразури, і по 3 діаметри від поду та бокових стін.

4.2 Спалювання твердого палива

На практиці для спалювання твердого палива використовують як камерні, так і шарові топки. Обидва варіанти потребують підготовки палива: відділення механічних домішок, сушка, подрібнення тощо.

Шарові топки призначені для спалювання кускового палива. Розподіл температури, кисню та палива по висоті шару наведені на рис. 4.2.

Швидкість повітря вибирається так, аби не змінювалась структура шару. В таких топках спалюють паливо з розмірами кусків 20...30 мм і більше.

Спалювання в шарі відбувається в дифузійній області, тобто швидкість горіння визначається швидкістю підведення окисника до палива.

Шар шлаку на решітці захищає її від високої температури, а також розподіляє і нагріває повітря, що іде в зону горіння.

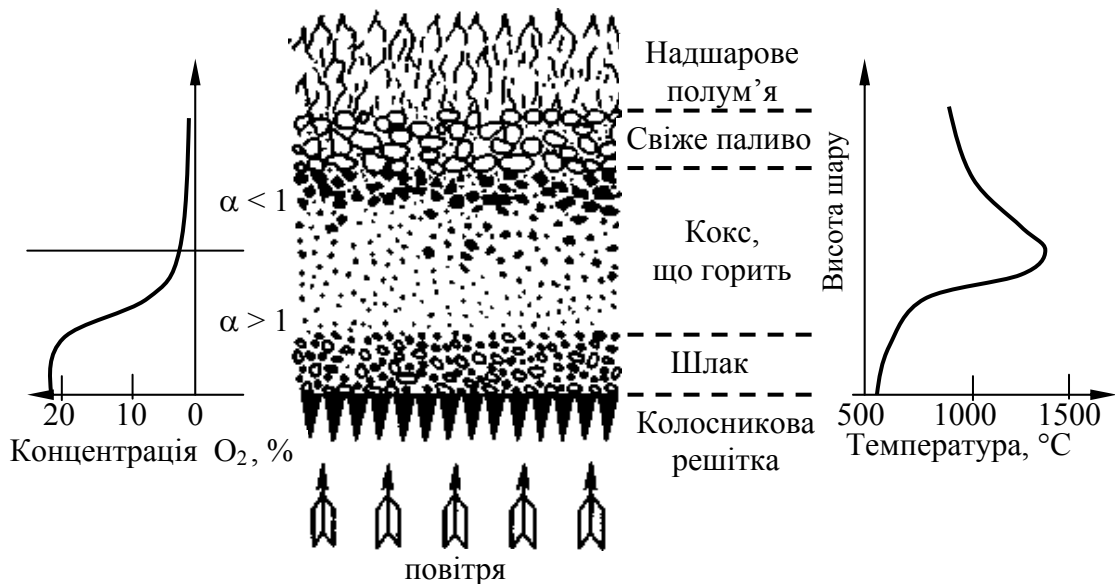


Рисунок 4.2 – Структура шару твердого палива, що горить

Немеханізовані топки потребують обслуговування: подачу палива, шурування, видалення шлаку.

Значне розповсюдження в промисловості отримали механічні шарові топки з ланцюговими решітками. Характерною особливістю цих топок є безперервне переміщення палива разом з колосниковою решіткою, що є транспортером, виконаним у вигляді нескінченного полотна. Застосування знаходять механічні топки з колосниковими решітками прямого і зворотного ходу. В топці з решітками прямого ходу полотно з паливом переміщається від фронту топки до задньої стінки (рис.4.3), а в топці з решіткою зворотного ходу – від задньої стінки до фронту.

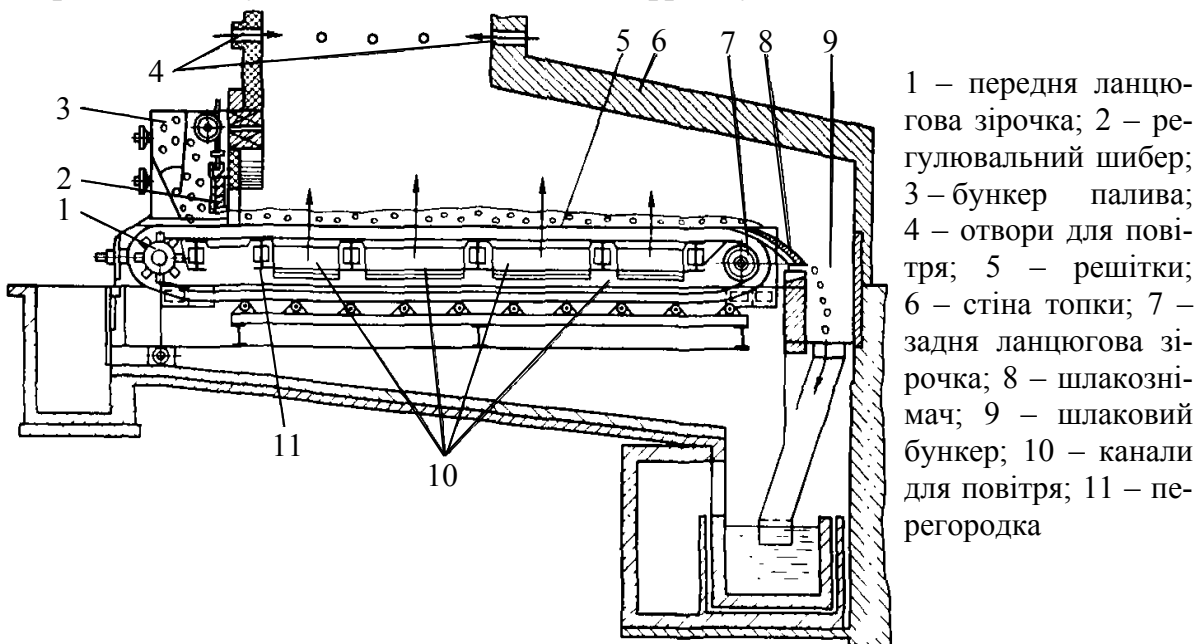


Рисунок 4.3 – Топка з механічною ланцюговою решіткою прямого ходу

В механічній топці з лускоподібними ланцюговими решітками прямого ходу полотно решіток 5 складається з окремих колосників, укріплених

на нескінченних шарнірних ланцюгах, надітих на дві пари зірочок 1 і 7. Швидкість руху решітки можна варіювати в широких межах (1...18 м/с). Паливо із завантажувального ящика 3 надходить на решітки, що рухаються. Товщину шару палива встановлюють шибром 2, який може переміщатися по вертикалі. Повітря для горіння підводиться під решітку. В міру просування решіток паливо вигорає. Шлак, що утворюється, скидається з решіток шлакознімачем 8 в шлаковий бункер 9.

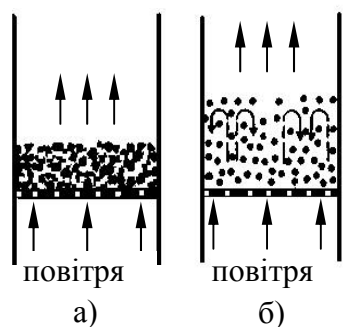


Рисунок 4.4 – Схема щільного (а) та киплячого (б) шару

Із збільшенням швидкості повітря можна досягти того, що частинки будуть підніматись. Така швидкість називається "критичною". З подальшим збільшенням швидкості починається "кипіння" шару. Об'єм шару при цьому збільшується в 1,2...1,8 разів (рис. 4.4). Частинки рухаються до тих пір, поки їх маса зменшується, потім вони вилітають з топки. Обов'язковою умовою нормального спалювання в "киплячому" шарі є рівномірність розмірів частинок палива.

Згідно з діючими нормами використання процесів спалювання твердого палива в шарових топках доцільне тільки для котлів паровидатністю менше 35 т/год. Для більших котлів доцільною є камерна топка.

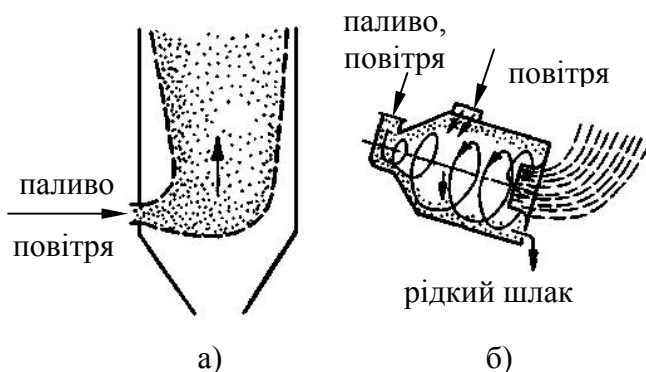


Рисунок 4.5 – Схема факельного (а) та циклонного (б) процесів спалювання

В камерних топках проводять факельний або циклонний процес спалювання (рис. 4.5). Оскільки при факельному спалюванні частинки палива знаходяться обмежений час в топці, то необхідно виконувати тонке перемелювання палива до розмірів пилу (до 100 мкм).

"запалювальні пояси". Для цього в зоні горіння екранні поверхні вкривають вогнетривкими матеріалами. При цьому зменшується теплозняття і, відповідно, зростає температура в зоні горіння.

В циклонному процесі паливо подається у суміші із повітрям при великій швидкості тангенціально, тому потік закручується. Час перебування частинок збільшується і якість змішування з повітрям покращується. Тому допускають збільшення розмірів частинок.

4.3 Спалювання газового палива

Газове паливо спалюється в камерних топках.

За принципом спалювання газові пальники поділяють (рис. 4.6):

- з зовнішнім змішуванням (дифузійні);
- з внутрішнім змішуванням (кінетичні);
- з частково внутрішнім і зовнішнім принципом.

Перевагою дифузійних пальників є більш рівномірний розподіл тем-

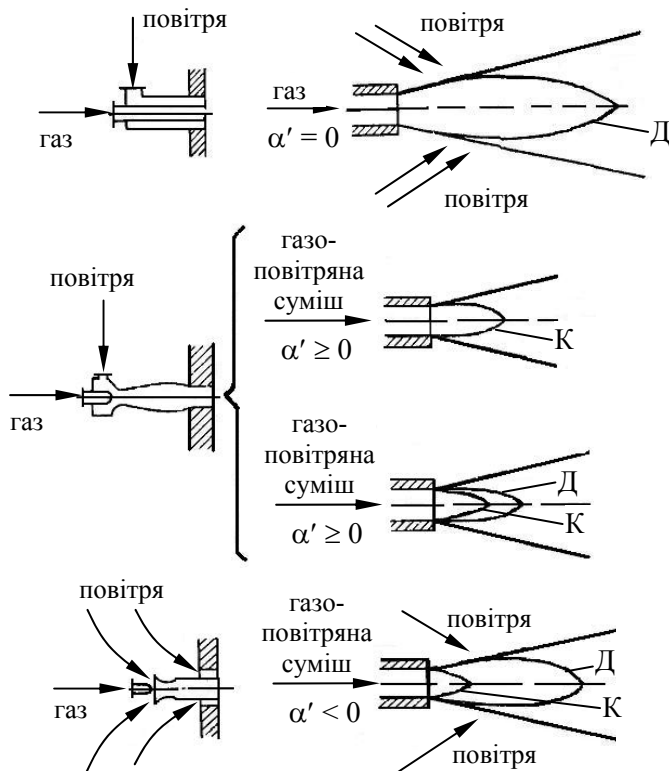


Рисунок 4.6 – Схеми організації горіння газового палива: Д – дифузійна зона; К – кінетична зона

ператури в зоні горіння і, відповідно, менша можливість утворення NO_x . Перевагою кінетичних пальників є можливість зменшення глибини топки, оскільки полум'я коротке.

Під час роботи котельні на газовому паливі суттєво покращуються експлуатаційні показники обладнання:

- не потрібна потужна паливопідготовка;
- екологічні показники котлів на природному газі високі;
- не потрібно утилізувати золу і шлак;
- менша імовірність низькотемпературної корозії хвостових поверхонь;
- є можливість використовувати контактні та поверхневі

теплоутилізатори без доочистки газів тощо.

Але, з іншого боку, газове паливо є одним з найбільш дорогих та швидковичерпних палив, і крім того, є сировиною для хімічних виробництв, тому його використання для тепlopостачання в майбутньому буде малоефективним.

4.4 Спалювання рідкого палива

Спалювання мазуту в топках котлів відбувається в парогазовій фазі, оскільки температура кипіння рідких палив значно нижча за температуру їх запалювання. Рідке паливо, що надходить в топку за рахунок теплоти топкових газів підігрівається, а потім випаровується. Інтенсивність випа-

ровування збільшується із зменшенням розмірів частинок і посиленням підведення теплоти, тому використовують розпилення рідкого палива на дрібні частинки (1...100 мкм) за допомогою форсунок.

Швидкість горіння рідкого палива визначається фізичною стадією, а саме швидкістю випаровування. Частинки можуть бути різного розміру. Спочатку загораються дрібніші, що прискорює загорання більших частинок.

В реальному факелі окремі його ділянки мають різні надлишки окисника і різну температуру. Горюча частина мазутового факела може бути сумішшю легких паро- і газоподібних вуглеводнів, важких рідких вуглеводнів і навіть твердих частинок (сажа). Отже, необхідне для горіння повітря треба подавати в корінь факела, що сприяє посиленню окислювальних реакцій і послаблює несиметричне розщеплювання вуглеводнів.

Ефективним є закручування факела, оскільки при цьому всередині факела утворюється розрідження і туди підсмоктуються гарячі гази, які прогрівають паливо і інтенсифікують процес горіння.

Процес спалювання рідкого палива включає такі етапи:

- розпилення палива;
- утворення горючої суміші, що складається з продуктів випаровування і термічного розкладання вуглеводнів і окисника;
- загорання горючої суміші;
- горіння горючої суміші.

Ефективність спалювання рідкого палива залежить від перших підготовчих етапів, визначуваних роботою форсунки.

За способом розпилення рідкого палива форсунки можна поділити на три основні групи: механічні; з розпилювальним середовищем; комбіновані.

В **механічних форсунках** розпилювання здійснюється, головним чином, за рахунок енергії палива при протискуванні його під значним тиском через малий отвір – сопло або за рахунок відцентрових сил, створюваних при закручуванні палива, або при обертанні елементів самої форсунки. Зазвичай мазут надходить до форсунок під тиском 2,0...3,5 МПа. Наявність механічних домішок в мазуті і малі вихідні отвори форсунок (1,5...3,5 мм) обумовлюють необхідність ретельної фільтрації мазуту.

Продуктивність форсунок регулюють зміною тиску мазуту перед форсункою, внаслідок чого вони мають малий діапазон регулювання.

У **форсунках з розпилювальним середовищем** розпилення палива здійснюється, головним чином, за рахунок енергії розпилювача (пари або повітря), що рухається з великою швидкістю. При паровій пульверизації мазуту застосовують пару тиском 0,5...2,5 МПа, питома витрата пари при цьому складає 0,3...0,35 кг/кг мазуту. При повітряній пульверизації мазуту у форсунках повітря має тиск 0,002...0,6 МПа, а питома витрата складає

0,6...9 кг/кг мазуту. При цьому забезпечується тонке розпилювання і менші вимоги до очищення мазуту.

Парові форсунки якісно розпилюють, добре регулюються, але мають значні витрати пари – до 5 % від паровидатності котла, втрати конденсату, підвищений вміст H_2O в газах, що збільшує q_2 і посилює корозію, підвищений шум.

Таким чином, для котлів середньої і великої продуктивності при постійній роботі на мазуті застосовуються механічні форсунки як найекономічніші. Парові форсунки застосовуються для котлів малої продуктивності, а також як розпалювальні.

В **комбінованих форсунках** розпилювання палива здійснюється за рахунок сумісного використання енергії палива, що подається під тиском, і енергії розпилювального середовища. Комбіновані форсунки при підвищених навантаженнях котла працюють як механічні, а при малих навантаженнях (менше 60 %), а також в пускових режимах в них подають також пару. Ротаційні форсунки не вимагають ретельної фільтрації мазуту, дають добре розпилення і мають широкий діапазон регулювання продуктивності (15...100 %).

Недоліками таких форсунок є складність конструкції і шум при роботі. В промисловості широко використовуються комбіновані пальники для роздільного і сумісного спалювання мазуту і газу (рис. 4.7). За основу

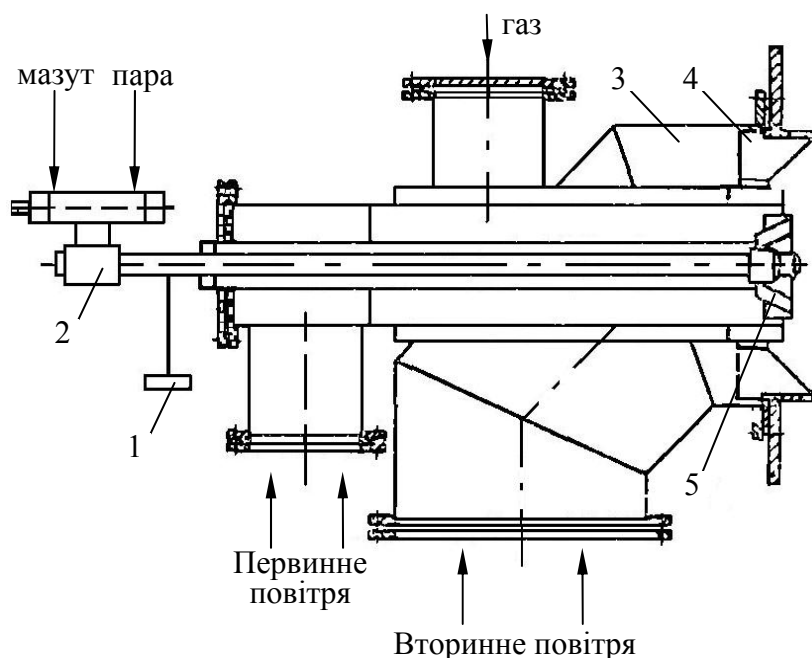


Рисунок 4.7 – Конструкція газомазутного пальника: 1 – заглушка; 2 – форсунка; 3 – повітряна частина; 4, 5 – лопаткові завихрювачі; 6 – монтажна плита

створення таких пальників приймають звичайні газові пальники, в центральну частину яких встановлюють мазутну форсунку. При спалюванні мазуту повітря нагрівається до 200...300 °С. Додаткова інтенсифікація розпилення мазуту досягається подаванням повітря в топку через регистри у вигляді окремих струменів із швидкістю 40...50 м/с.

При спалюванні мазуту виникають

утруднення з видаленням золи з поверхні нагріву котла, що пов'язано з на-

явністю у відкладеннях легкоплавких з'єднань ванадію і лужних металів, що приводять до високотемпературної корозії труб і підвісок пароперегрівників.

Сірка, що міститься в мазуті, при згоранні утворює в основному сірчистий ангідрид SO_2 . Незначна частина сірки згорає до SO_3 , який з'єднуючись з водяними парами, дає сірчану кислоту. Для зниження в продуктах згорання вмісту сірчаного ангідриду спалювання мазуту виконують з гранично малим коефіцієнтом надлишку повітря, близьким до одиниці $\alpha_T = 1,05 \dots 1,1$. При цьому температура точки роси істотно знижується. Зниження α_T призводить також до значного зниження концентрації оксидів азоту NO_x в продуктах згорання мазуту.

4.5 Конструктивні характеристики топки

Основними конструктивними показниками топки є:

- об'єм топкової камери V_T , m^3 ;
- площа стін топки $F_{ст}$, m^2 ;
- площа, зайнята променесприймальною поверхнею $F_{пр}$, m^2 ;
- площа променесприймальної поверхні $H_{пр}$, m^2 ;
- ступінь екранування стін топки χ ;
- коефіцієнт теплової ефективності топки $\psi_{ср}$.

Під час розрахунку об'єму топки V_T її межами є:

- осьові лінії екранних труб, а якщо їх немає – стіни топки;
- у вікні топки – перший ряд фестона, ширм або котельного пучка;
- під топки або колосникова решітка, а якщо є холодна воронка – площина, що проходить через середину воронки;
- ширми у вікні з великим кроком (більше 700 мм) входять до об'єму топки;
- ширми біля фронтної стіни входять до об'єму топки.

Площа стін топки $F_{ст}$ визначається як сума площ стін, що огорожують об'єм топки, і площі двосвітних екранів.

Площа, зайнята променесприймальною поверхнею $F_{пр}$, визначається як добуток відстані між осями крайніх труб екрана на освітлену довжину екрана окремо для закритих вогнетривкими матеріалами та відкритих екранних поверхонь.

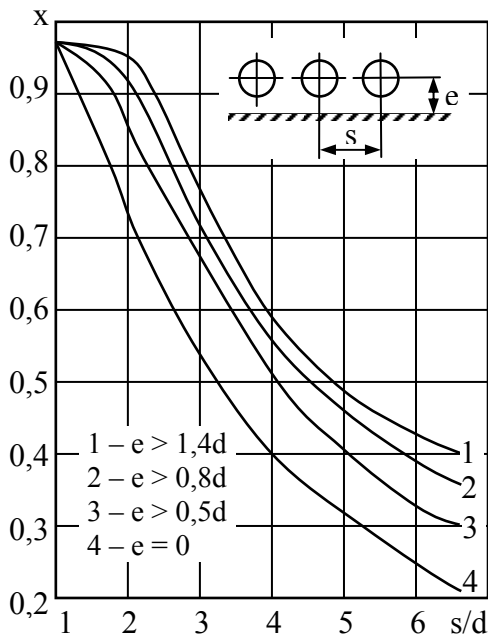


Рисунок 4.8 – Кутовий коефіцієнт екрана

В залежності від діаметра екранних труб d , відстані від осі труби до кладки стіни e та кроку екранних труб s визначають кутовий коефіцієнт екрана x (рис. 4.8).

Площа променесприймальної поверхні топki визначається окремо для відкритих та закритих екранних поверхонь

$$N_{\text{пр}} = F_{\text{пр}} \cdot x. \quad (4.2)$$

Середній коефіцієнт теплової ефективності топki визначається з врахуванням коефіцієнта забруднення променесприймальної поверхні ξ (табл. 4.1), що залежить від виду палива і конструкції екранів

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{N_{\text{пр.відкр}} \cdot \xi_{\text{відкр}} + N_{\text{пр.закр}} \cdot \xi_{\text{закр}}}{F_{\text{ст}}}. \quad (4.3)$$

Таблиця 4.1 – Умовні коефіцієнти забруднення екранів ξ

Тип екранів	Вид палива	Коефіцієнт ξ
Відкриті гладкотрубні та плавцеві екрани	Газ	0,65
	Мазут	0,55
	Кам'яне вугілля	0,45
	Буре вугілля	0,55
	Вугілля СС	0,4
	Всі види палива при шаровому спалюванні	0,6
Екрани, що закриті вогнетривкими матеріалами	Всі види палива	0,2
Екрани, що закриті шамотною цеглою	Всі види палива	0,1

Контрольні запитання

1. Поясніть класифікацію топok котлів.
2. Наведіть основні показники топкових пристроїв.
3. Наведіть основні стадії горіння палива, як визначається час горіння палива?
4. Поясніть особливості шарового спалювання твердого палива.
5. Принципи спалювання газового палива, їх переваги і недоліки.
6. Наведіть особливості спалювання рідкого палива.
7. Різновиди рідкопаливних форсунок. Переваги і недоліки.
8. Наведіть порядок розрахунку конструктивних характеристик топki.

Приклади розв'язання задач

Приклад 4.1. Визначити середній коефіцієнт теплової ефективності топки, якщо відомі такі дані: сумарна площа стін топки 150 м^2 ; неекранована площа стін топки 50 м^2 ; площа вікна топки 10 м^2 ; діаметр екранних труб 70 мм ; крок труб $s = 200 \text{ мм}$; відстань від осі труб до кладки $e = 60 \text{ мм}$. У топці спалюється мазут.

Розв'язання

Площа, зайнята променесприймальною поверхнею, м^2

$$F_{\text{пр}} = F_{\text{ст}} - F_{\text{неекр}} - F_{\text{вікна}} = 150 - 50 - 10 = 90.$$

За рис. 4.8 для $d = 0,07 \text{ м}$, $s = 0,2 \text{ м}$, $e = 0,06 \text{ м}$ отримаємо $x = 0,71$. Для вікна топки кутовий коефіцієнт приймаємо $x = 1$.

Променесприймальна поверхня, м^2

$$N_{\text{екр}} = F_{\text{пр}} \cdot x = 90 \cdot 0,71 = 63,9, \quad N_{\text{вікна}} = F_{\text{вікна}} \cdot x = 10 \cdot 1 = 10.$$

Коефіцієнт забруднення за табл. 4.1 для мазуту складає $\xi = 0,55$.

Середній коефіцієнт теплової ефективності

$$\Psi_{\text{ср}} = \frac{N_{\text{екр}} \cdot \xi + N_{\text{вікна}} \cdot \xi}{F_{\text{ст}}} = \frac{63,9 \cdot 0,55 + 10 \cdot 0,55}{150} = 0,271.$$

Задачі для самостійної роботи

Приклад 4.2. Визначити середній коефіцієнт теплової ефективності топки, якщо відомі такі дані: сумарна площа стін топки 230 м^2 ; неекранована площа стін топки 80 м^2 ; площа вікна топки 15 м^2 ; діаметр екранних труб d ; крок труб $s = 200 \text{ мм}$; $e = 120 \text{ мм}$.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d , мм	50	55	60	65	70	76	80	89	100	108
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Паливо	Мазут				Природний газ			Буре вугілля		

Приклад 4.3. Визначити наскільки зміниться середній коефіцієнт теплової ефективності фронтального екрана, якщо виконати запалювальний пояс з вогнетривкого матеріалу на всю ширину стіни висотою $h_{\text{зп}}$. Початкові дані: висота стіни 6 м ; ширина – $4,2 \text{ м}$.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Паливо	Мазут		Природний газ		Буре вугілля			Кам'яне вугілля		
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$h_{\text{зп}}$, м	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КОТЛОАГРЕГАТУ

Котлоагрегат – складний теплообмінний апарат, в якому в стаціонарному режимі встановлюються певні параметри теплоносія та продуктів згорання (тиск, температура, швидкість, питомий тепловий потік, температура стінки, процес горіння).

Значення параметрів залежать від конструкції агрегату, характеристик палива, навантаження, режиму роботи. Величини всіх параметрів пов'язуються з поверхнею нагріву системою рівнянь матеріальних та енергетичних балансів.

5.1 Різновиди розрахунків котлоагрегату

Розрахунок котлоагрегату складний, тому його поділяють на кілька розрахунків.

1. Тепловий розрахунок, який включає розрахунки горіння і теплообміну.
2. Гідравлічний розрахунок – розрахунок гідравлічних опорів поверхонь нагріву за умов природної та примусової циркуляції води і пари.
3. Аеродинамічний розрахунок – розрахунок опорів газоповітряного тракту.
4. Розрахунок температурного режиму поверхонь нагріву і розрахунків на міцність.
5. Розрахунок водного режиму і чистоти пари.
6. Динамічний розрахунок, розрахунки допоміжного обладнання тощо.

Тепловий розрахунок виконується незалежно від інших розрахунків, а інші не можна виконувати без врахування результатів теплового.

Існує два види теплового розрахунку:

- **конструктивний** – коли задана тільки конструктивна схема та основні параметри теплоносіїв в характерних точках і слід визначити розміри поверхонь всіх елементів;
- **перевірний** – коли відома конструкція котлоагрегату і потрібно визначити основні параметри для певних навантажень або інших видів палива.

Розрахунки поверхонь нагріву ґрунтуються на емпіричних величинах втрат теплоти з хімічною та механічною неповнотою згорання, через стіни котла, які отримані з досвіду котлобудування. Об'єми та ентальпії продуктів згорання розраховуються на основі стехіометричних коефіцієнтів. Величиною коефіцієнта надлишку повітря задаються. Всі поверхні теплооб-

міну розраховуються на основі балансових рівнянь та емпіричних рівнянь для визначення інтенсивності тепловіддачі.

В елементах котла теплота передається конвекцією, випроміненням, а через стінку труби – теплопровідністю. В залежності від домінуючого способу передавання теплоти поверхні поділяються на радіаційні та конвективні.

В топці випроміненням передається 90 % теплоти, а в ширмових поверхнях і фестоні – 60...70 %. Тому ці поверхні відносять до **радіаційних**.

В пароперегрівниках конвекцією передається 70...80 % теплоти, а в економайзерах та повітропідігрівниках – 95 % і більше. Тому такі поверхні називають **конвективними**.

Напіррадіаційними називають пароперегрівники, в яких частина поверхні знаходиться в топці.

5.2 Теплообмін в топці

Джерелом випромінення в топці є поверхня шару палива – для шарових топок та об'єм факела – для камерних топок. Основною випромінюючою складовою є полум'я летких речовин.

Поле температур в топці нерівномірне. Максимальна температура досягається в ядрі факела. Там вона близька до адіабатичної температури горіння, тобто такої температури, до якої можуть догрітися гази, якщо вся виділена теплоти йде на їх нагрів, °С

$$\vartheta_a = \frac{Q_T}{(V_g \cdot C_{cp})}, \quad (5.1)$$

де Q_T – корисне тепловиділення в топці, кДж/кг або кДж/м³;
 V_g, C_{cp} – об'єм та середня теплоємність димових газів, м³/м³ або м³/кг та кДж/(м³·К);

Корисне тепловиділення в топці визначається наявною теплотою Q_H та теплотою внесеною з повітрям $Q_{пов}$, кДж/м³ або кДж/кг

$$Q_T = Q_H \frac{100 - (q_3 + q_4 + q_6)}{100 - q_4} + Q_{пов}. \quad (5.2)$$

Температура газів на виході з топки ϑ_T'' є мінімальною температурою в об'ємі топки. Вона на 700...800 °С нижча адіабатичної. Різниця температур в центрі топки та біля екранів сягає 200...300 °С.

Метою розрахунку топки є визначення температури ϑ_T'' . Розрахована за цією температурою ентальпія I_T'' використовується в рівнянні теплового балансу топки для визначення променистого теплосприймання топки, кДж/м³ або кДж/кг

$$Q_{пр} = \varphi \cdot (Q_T - I_T''), \quad (5.3)$$

де φ – коефіцієнт збереження теплоти, що визначається за формулою

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{(\eta_k + q_5)} \cdot \quad (5.4)$$

З іншого боку, променисте теплосприйняття топки можна визначити за наслідками закону Стефана – Больцмана, кДж/м³ або кДж/кг

$$Q_{\text{пр}} = a_T \cdot c_0 \cdot \psi \cdot F_{\text{ст}} \cdot (\bar{T}^4 - \bar{T}_{\text{ст}}^4) \cdot 10^{-3}, \quad (5.5)$$

де a_T – міра чорноти топки;

c_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, Вт/(м²·К⁴);

ψ – коефіцієнт теплової ефективності;

$F_{\text{ст}}$ – площа стін топки;

\bar{T} – середня температура продуктів згорання, К;

$\bar{T}_{\text{ст}}$ – середня температура поверхні нагріву, К.

Методика розрахунку теплообміну в топці котлоагрегату більш детально описана в [3].

5.3 Теплообмін у конвективних поверхнях

Конвективні поверхні нагріву виконують у вигляді пучків труб з коридорним або шаховим розташуванням труб, що омиваються ззовні димовими газами. В цих поверхнях перенос теплоти відбувається переважно конвекцією.

Теплосприйняття таких поверхонь може визначатись з теплового балансу зі сторони газів, теплоносія (вода або пара) та за основним рівнянням теплопередачі.

Теплосприйняття поверхні зі сторони газів, кДж/кг або кДж/м³

$$Q_T = \varphi \cdot (I'_T - I''_T + \Delta\alpha_{\text{прс}} \cdot I_{\text{хп}}^0), \quad (5.6)$$

де I'_T , I''_T – ентальпії димових газів на вході і виході з елемента котла, кДж/кг або кДж/м³;

$\Delta\alpha_{\text{прс}}$ – частка підсмоктувань в елементах котла.

Теплосприйняття поверхні зі сторони теплоносія, кДж/кг або кДж/м³

$$Q_T = \frac{G}{V_p} \cdot (h'' - h'), \quad (5.7)$$

де h' , h'' – ентальпії теплоносія (води або пари) на вході і виході з елемента котла, кДж/кг;

G – витрата теплоносія, кг/с.

Теплосприйняття за рівнянням теплопередачі, кДж/кг або кДж/м³

$$Q_T = k \cdot N \cdot \bar{\Delta}t / V_p, \quad (5.8)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі в елементі котла, Вт/(м²·К);

N – площа поверхні нагріву, м²;

$\bar{\Delta}t$ – середньотемпературний напір в елементі, °С.

Середньотемпературний напір визначається за відомими розрахунковими залежностями. Коефіцієнт теплопередачі в елементах котлів визначається за спрощеними формулами, наведеними нижче, Вт/(м²·К):

– в гладкотрубних економайзерах, кип'ятильних та конвективних пучках

$$k = \psi \cdot \alpha_1 ; \quad (5.9)$$

– в інших гладкотрубних поверхнях

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} , \quad (5.10)$$

де ψ – коефіцієнт теплової ефективності, який для газового та рідкого палива визначається за табл. 5.1, а для твердого палива – за рис. 5.1;

α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки, Вт/(м²·К);

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до теплоносія, Вт/(м²·К).

Таблиця 5.1 – Коефіцієнти теплової ефективності поверхонь

Найменування поверхні нагріву	Для котлів, що працюють на	
	мазуті	газі
Пароперегрівники, випарні пучки, фесто-ни з коридорним розташуванням	0,60	0,80
Те ж, з шаховим розташуванням	0,55	0,8
Перші ступені і одноступеневі економай-зери, газоводяні підігрівники	0,60	0,85
Другі ступені економайзерів	0,60	0,80
Ширмоконвективні поверхні	0,60	0,75

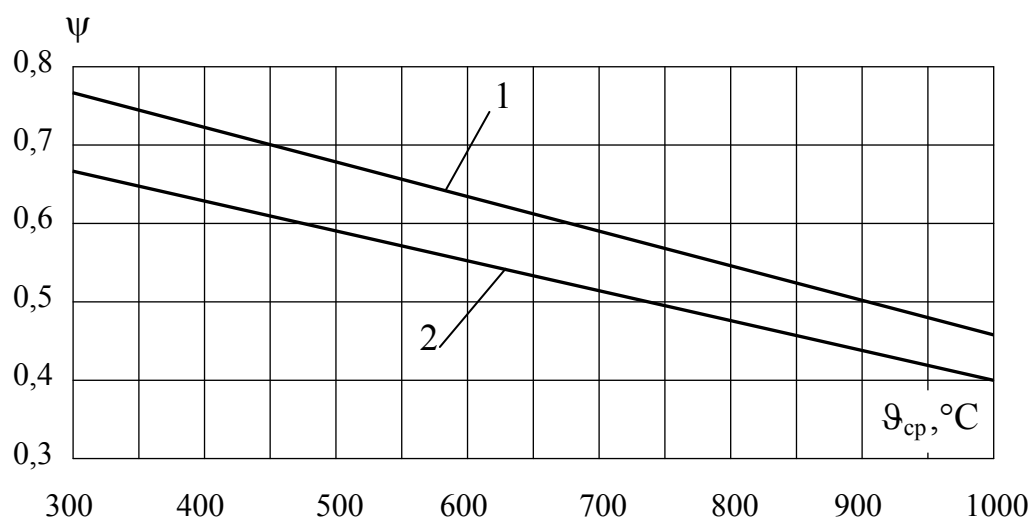


Рисунок 5.1 – Коефіцієнт теплової ефективності конвективних поверхонь котлів на твердому паливі від середньої температури газів: 1 – палива, що помірно забруднюють поверхні; 2 – палива, що сильно забруднюють поверхні

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки, Вт/(м²·К)

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_{пр}) , \quad (5.11)$$

де ξ – коефіцієнт використання поверхні нагріву, який для пучків, що омиваються поперечним потоком газів, приймають рівним 1;

α_k – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки, Вт/(м²·К), що визначається за номограмами [3 – 5];

$\alpha_{пр}$ – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до стінки, Вт/(м²·К), визначається за номограмами [3 – 5].

Контрольні запитання

1. Наведіть різновиди розрахунків котлоагрегату.
2. Поясніть відмінність перевірного і конструктивного теплового розрахунку котлоагрегату.
3. Поясніть особливості конвективних та радіаційних поверхонь нагріву котла.
4. Яким чином проводиться розрахунок теплообміну в топці?
5. Наведіть залежність та поясніть суть поняття адіабатична температура горіння.
6. Поясніть методи визначення теплосприйняття конвективної поверхні нагріву котла.
7. Поясніть в чому особливість розрахунків коефіцієнта теплопередачі конвективної поверхні нагріву котла.

Приклади розв'язання задач

Приклад 5.1. Визначити адіабатичну температуру горіння природного газу за умови прикладу 2.3. Якщо повітря подається в топку підігрітим до 200 °С з коефіцієнтом витрати повітря 1,2, втрати теплоти складають $q_3 = 0,5 \%$, $q_4 = q_6 = 0$.

Розв'язання

Згідно з умовою прикладу 2.3 склад палива: $\text{CH}_4^p = 85,8 \%$; $\text{C}_2\text{H}_6^p = 0,2 \%$; $\text{C}_3\text{H}_8^p = 0,1 \%$; $\text{C}_4\text{H}_{10}^p = 0,1 \%$; $\text{CO}_2^p = 0,1 \%$; $\text{N}_2^p = 13,7 \%$. Коефіцієнт надлишку повітря – 1,18.

Визначимо теплоту згорання природного газу за (2.6), кДж/м³

$$Q_H^p = 358 \cdot 85,8 + 638 \cdot 0,2 + 913 \cdot 0,1 + 1187 \cdot 0,1 = 31054.$$

Теплота, що вноситься з повітрям, кДж/м³

$$Q_{пов} = \beta \cdot V^0 \cdot (ct)_{пов} = 1,2 \cdot 8,26 \cdot 266 = 2637.$$

Корисне тепловиділення в топці за формулою (5.2), кДж/м³

$$Q_T = 31054 \frac{100 - (0,5 + 0 + 0)}{100 - 0} + 2637 = 33536.$$

Для даних умов адіабатична температура знаходитиметься в діапазоні 1600...2000 °С.

Визначимо ентальпії газів для цих температур, використавши дані табл. 2.1 та формулу (2.26), кДж/м³

$$I_{r1600} = 0,87 \cdot 3767 + 6,66 \cdot 2323 + 1,88 \cdot 3001 + (1,18 - 1) \cdot 8,26 \cdot 2403 = 27963,$$

$$I_{r2000} = 0,87 \cdot 4843 + 6,66 \cdot 2964 + 1,88 \cdot 3926 + (1,18 - 1) \cdot 8,26 \cdot 3064 = 35890.$$

Методом інтерполяції визначаємо адіабатичну температуру, °С

$$\vartheta_a = 1600 + (33536 - 27963) \div \frac{35890 - 27963}{2000 - 1600} = 1881.$$

Приклад 5.2. Визначити променисте теплосприйняття топки за умов прикладу 5.1, якщо температура газів на виході з топки складає 1000 °С, а втрати $q_5 = 1,8\%$, $q_2 = 6\%$. Коефіцієнт надлишку повітря на виході з топки складає 1,23.

Розв'язання

Визначимо коефіцієнт корисної дії котла за зворотним балансом, %

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = 100 - (6 + 0,5 + 0 + 1,8 + 0) = 91,7.$$

Визначимо коефіцієнт збереження теплоти за (5.4)

$$\varphi = 1 - \frac{1,8}{(91,7 + 1,8)} = 0,981.$$

Визначимо ентальпію газів на виході з топки, кДж/м³

$$I_T'' = 0,87 \cdot 2202 + 6,66 \cdot 1394 + 1,88 \cdot 1725 + (1,23 - 1) \cdot 8,26 \cdot 1436 = 17171.$$

Променисте теплосприйняття топки за (5.3), кДж/м³

$$Q_{пр} = 0,981 \cdot (33536 - 17171) = 16054.$$

Приклад 5.3. Визначити необхідну поверхню нагріву фестона, якщо коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки 125 Вт/(м²·К), температура кипіння в трубах 200 °С, коефіцієнт збереження теплоти 0,98. Температура газів на вході в фестон 1100 °С, на виході – 1000 °С. Коефіцієнти надлишку повітря на вході 1,2, на виході – 1,22. Склад палива прийняти відповідно до умови прикладу 2.3.

Розв'язання

Визначимо ентальпії газів на вході і виході з фестона, кДж/м³

$$I'_\phi = 0,87 \cdot 2457 + 6,66 \cdot 1545 + 1,88 \cdot 1926 + (1,2 - 1) \cdot 8,26 \cdot 1595 = 18683,$$

$$I''_\phi = 0,87 \cdot 2202 + 6,66 \cdot 1394 + 1,88 \cdot 1725 + (1,22 - 1) \cdot 8,26 \cdot 1436 = 17052.$$

Теплосприйняття фестона зі сторони газів за (5.6), кДж/м³

$$Q_\phi = 0,98 \cdot (18683 - 17052 + (1,22 - 1,2) \cdot 8,26 \cdot 26) = 1138.$$

Для фестонів при спалюванні природного газу за табл. 5.1 коефіцієнт теплової ефективності складає $\psi = 0,8$, тоді коефіцієнт теплопередачі у фестоні за (5.9), Вт/(м²·К)

$$k = 0,8 \cdot 125 = 100.$$

Середньотемпературний напір для температур газів 1100 °С і 1000 °С та температури кипіння в трубах 200 °С визначається за формулою середньоарифметичного напіру і складає, °С

$$\bar{\Delta t} = \frac{(1100 - 200) + (1000 - 200)}{2} = 850.$$

Площа поверхні нагріву із (5.8), м²

$$H = \frac{Q_{\phi}}{k \cdot \bar{\Delta t}} = 1138 \cdot 10^3 / 100 \cdot 850 = 13,4.$$

Задачі для самостійної роботи

Приклад 5.4. Визначити адіабатичну температуру горіння і променисте теплосприйняття топки, в якій спалюється мазут зі складом, що відповідає прикладу 2.2. Коефіцієнт надлишку повітря при спалюванні і на виході з топки α , коефіцієнт витрати повітря 1,3, температура повітря перед пальником $t_{\text{пов}}$. Втрати теплоти: $q_2 = 8\%$; $q_3 = 1\%$; $q_4 = q_6 = 0\%$; $q_5 = 1\%$.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_{\text{пов}}, ^\circ\text{C}$	100	125	150	175	200	225	250	275	300	325
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
α	1,1	1,12	1,14	1,16	1,18	1,2	1,22	1,24	1,26	1,28

Приклад 5.5. Визначити ентальпію газів на виході з економайзера, якщо в ньому вода з витратою G нагрівається від 100 °С до 180 °С. Ентальпія газів на вході в економайзер 9300 кДж/кг, витрата мазуту 0,6 кг/с. Коефіцієнт надлишку повітря на вході 1,32, на виході – 1,36. ККД котла 0,9, втрати теплоти через стіни котла q_5 .

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$G, \text{кг/с}$	3	3,2	3,4	3,6	3,8	4	4,2	4,4	4,6	4,8
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$q_5, \%$	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8

6 ТЕПЛООБМІННІ ПОВЕРХНІ ПАРОГЕНЕРАТОРА

Для аналізу конструкції котла як складного теплообмінника складають *теплову схему котлоагрегату*.

Теплова схема встановлює взаємозв'язок між елементами котлоагрегату, розподіл приростів ентальпій теплоносія та охолодження газів, розміщення елементів в газоходах тощо.

Використання теплової схеми дозволяє оптимізувати конструкцію і експлуатаційні характеристики котла. Її основними параметрами є: тип та потужність котла, тиск і температура пари, вид і витрата палива, спосіб його спалювання тощо.

Важливим показником, що впливає на конструкцію котла є температура газів на виході з топки ϑ_t'' . Чим вона вища, тим нижчим є теплосприйняття топки, хоча висока середня температура в топці покращує променистий теплообмін. З іншого боку, якщо ϑ_t'' зростає, то більше теплоти треба передати в конвективних поверхнях. Звичайно, дещо зростають температурні напори у всіх елементах, але для забезпечення оптимального ККД необхідне збільшення площ конвективних поверхонь. Тому оптимальна температура газів на виході з топки визначається техніко-економічними розрахунками.

Оптимальні температури ϑ_t'' для спалювання природного газу і мазуту у промислових котлах знаходяться в діапазоні 950...1000 °С, в котлах малої потужності – 700...900 °С. При спалюванні вугілля ϑ_t'' повинна бути не більше 1100 °С з умови недопущення розм'якшення золи на виході з топки.

6.1 Парогенерувальні поверхні котла

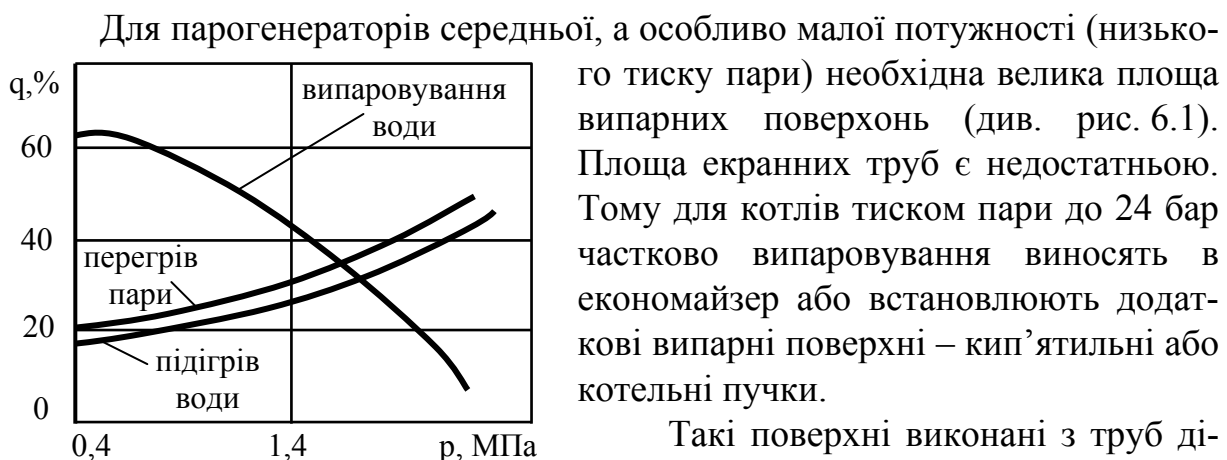


Рисунок 6.1 – Розподіл корисної теплоти в котлах малої потужності

Такі поверхні виконані з труб діаметром 40...60 мм, які ввальцьовані чи вварені в колектори або барабани котлів. Конструкція пучків повинна за-

безпечувати надійну циркуляцію киплячої води. Для цього висота труб повинна складати не менше 1,5 м, відношення перерізів підйомних та опускних труб не менше 3. Контури не повинні мати горизонтальних ділянок та великих гідродинамічних опорів.

Переважно використовується поперечне омивання труб газами.

В промислових та енергетичних парогенераторах використовуються декілька конструкцій випарних пучків (див. рис. 6.2)

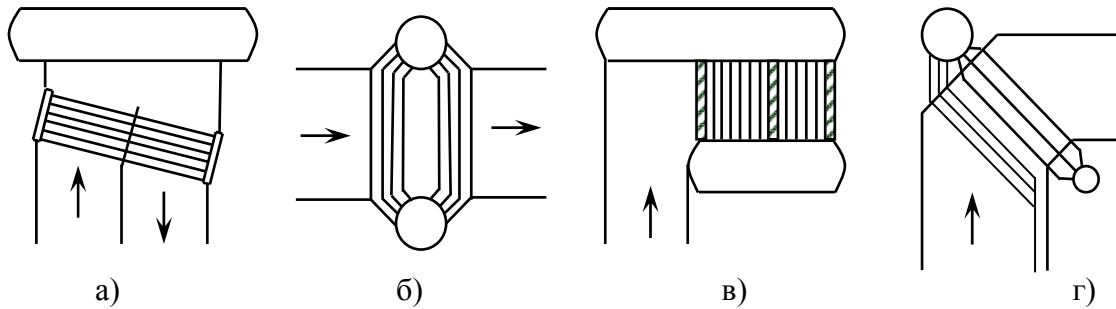


Рисунок 6.2 – Схеми конвективних випарних поверхонь: а) горизонтально-водотрубних котлів низького тиску; б) і в) вертикально-водотрубних котлів низького тиску; г) енергетичних котлів середнього тиску

Основна парогенерувальна поверхня котла – екранні труби (рис. 6.3).

Як правило, екранні (підйомні) труби виконують без горизонтальних ділянок, із найменшою кількістю поворотів, згинів. Кожна панель екранів має незалежний контур циркуляції.

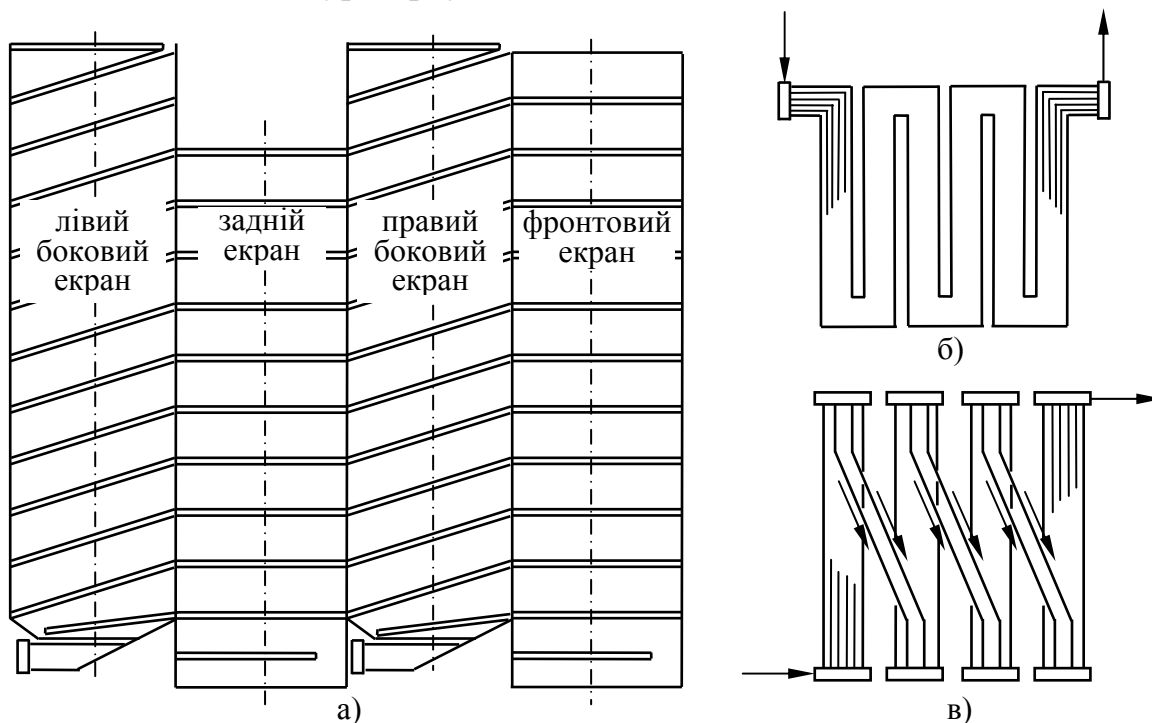


Рисунок 6.3 – Конструкції екранів прямоточних котлів: а) системи Рамзіна; б) системи Зульцера; в) системи Бенсона

В котлах низького та середнього тиску внутрішній діаметр екранних труб вибирають 40...60 мм.

Екранні труби прямооточних котлів мають внутрішній діаметр 25...40 мм, виконуються горизонтально або вертикально.

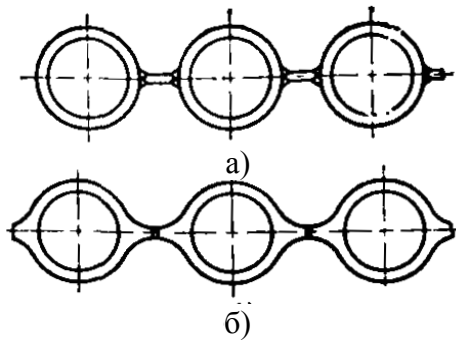


Рисунок 6.4 – Газощільні екрани:
а) ребра прямокутного перерізу;
б) плавцеві труби

В котлах малого та середнього тиску використовуються газощільні екрани (рис. 6.4). Такі екрани виконують з плавцевих труб або із звичайних труб, з'єднаних по всій довжині привареною стрічкою.

Використання таких конструкцій, по-перше, дозволяє замінити, де це можливо, таким екраном перегородку з вогнетривкого матеріалу (наприклад, задня стіна топки) або зменшити теплове навантаження на стіну, по-друге, збільшити теплосприйняття топки за рахунок збільшення поверхні теплообміну.

6.2 Пароперегрівники

Пароперегрівники (ПП) призначені для перегріву насиченої пари, що надходить з парогенеруючої системи котла. Із ростом параметрів пари частинна теплосприйняття в пароперегрівнику зростає. Метал стінки ПП працює в найгірших умовах, оскільки стінка омивається гарячими газами ззовні і найгарячішим теплоносієм – перегрітою парою зсередини.

За призначенням пароперегрівники поділяються на (рис. 6.5):

- *первинні*, в яких перегрівається пара початкового тиску;
- *проміжні*, в яких перегрівається частково відпрацьована пара.

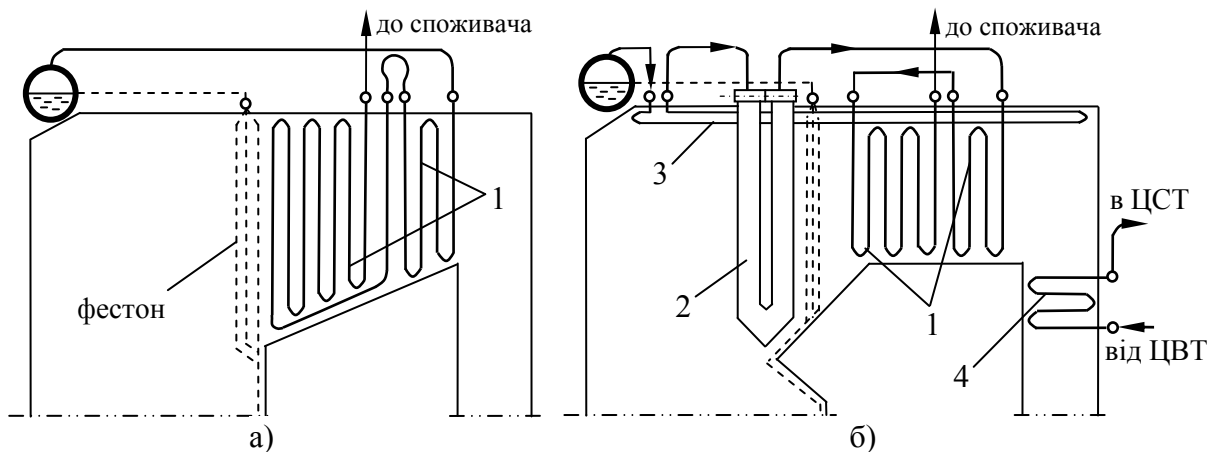
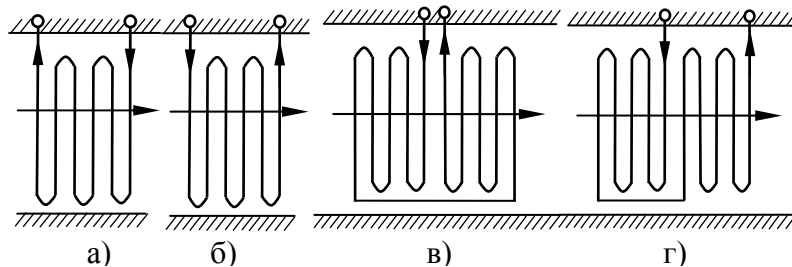


Рисунок 6.5 – Розташування пароперегрівників в котлах: а) тиск пари 3,9 МПа; б) тиск пари 13,8 МПа; 1 – конвективний первинний ПП; 2 – радіаційний ширмовий ПП; 3 – стельовий ПП; 4 – конвективний проміжний ПП

В залежності від домінуючого способу передавання теплоти ПП поділяють на конвективні, радіаційні та напіврадіаційні. Первинні ПП встановлюють в горизонтальному газоході між топкою і конвективною шахтою. Проміжні ПП розташовують у конвективній шахті.

Конвективні пароперегрівники. Такі елементи виконують у вигляді змійовиків з труб 22...36 мм. В проміжних ПП використовують труби до 54 мм. Кінці змійовиків ввальцьовують чи вварюють в колектори.

В первинних ПП масову швидкість пари приймають в діапазоні 500...1200 кг/(м²·с), а в проміжних – 300...400 кг/(м²·с). За таких швидкостей коефіцієнти тепловіддачі складають більше 2000 Вт/(м²·К). При цьому



температура стінки не перевищуватиме значення ($t_{\text{ст}} + 50 \text{ }^\circ\text{C}$).

За схемою руху теплоносія ПП поділяють на прямотечійні, протитечійні та із змішаною течією (рис. 6.6).

Рисунок 6.6 – Схеми руху пари і продуктів згорання в пароперегрівниках: а) прямотечійна; б) протитечійна; в) і г) – змішаної течії

Протитечійна схема забезпечує більший температурний напір і, відповідно, меншу площу поверхні нагріву на таку ж потужність.

Прямотечійна схема дозволяє зменшити теплове навантаження на стінку, оскільки в зону з високою температурою газів подається відносно

холодна пара. Виходячи з вищенаведеного найбільше розповсюдження отримали схеми із змішаною течією теплоносія і газів.

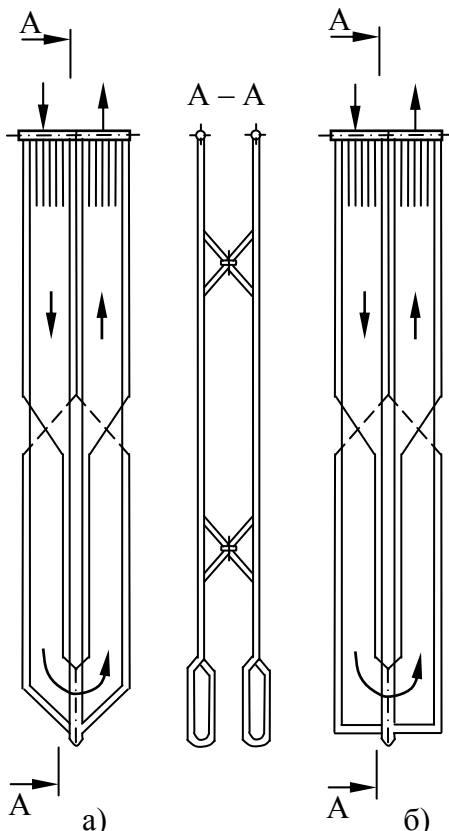


Рисунок 6.7 – Ширмовий пароперегрівник: а) з клиноподібним низом; б) з горизонтальним низом; 1 – труба; 2 – колектор; 3 – обв'язувальні труби; 4 – хомут

Змійовики ПП виконують із коридорним розташуванням труб для полегшення очищення зовнішньої поверхні від золи та шлаку. Зазвичай змійовики ПП виконують двома спареними трубами. Це дозволяє вдвічі збільшити поверхню нагріву і при незмінній швидкості газів зменшити в 2 рази швидкість пари.

Радіаційні пароперегрівники. Такі елементи встановлюють на стелі та стінах топки або у вигляді ширм (рис. 6.7) підвішують під стелею топки. Температура стінки ПП, зазвичай, на 100...150 °С вища за температуру перегрітої пари. Таке охолодження труб досягається підвищеною швидкістю пари (біля 30 м/с). Перевагами

радіаційних пароперегрівників є покращена теплопередача і відсутність додаткового опору з боку газів.

Компонування пароперегрівників. В котлах малої потужності переважно використовують конвективні пароперегрівники, які розташовують за фестоном. Для захисту металу стінки їх виконують за змішаною схемою. Якщо перед ПП встановлено однотрубний фестон, то виконують розрідження труб в перших рядах ПП (фестонування).

Регулювання температури перегрітої пари. Під час експлуатації

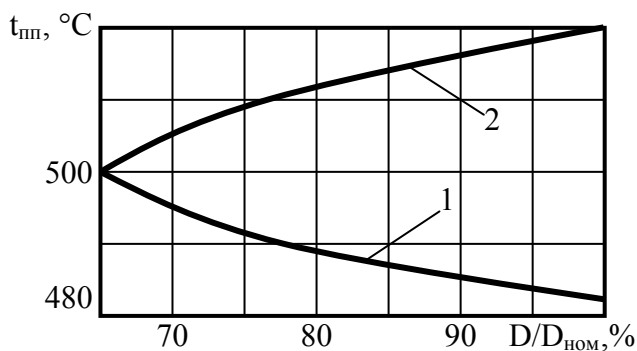


Рисунок 6.8 – Вплив навантаження котла на температуру перегрітої пари: 1 – радіаційний ПП; 2 – конвективний ПП

парогенератора температура перегрітої пари може змінюватись. Найбільше на температуру пари впливає навантаження котла. Для радіаційних та конвективних ПП вплив навантаження різний (рис. 6.8).

Для радіаційних ПП із збільшенням навантаження котла температура в топці зростає повільніше, ніж витрата пари, яку перегрівають. Тому температура

пари зменшується.

Із зростанням навантаження пропорційно збільшується витрата палива і газів, температура на виході з топки зростає, тому інтенсивність тепловіддачі і температурний напір в конвективному ПП зростають і відповідно зростає температура пари.

На температуру пари в конвективному ПП впливають також: температура живильної води, коефіцієнт надлишку повітря, шлакування екранів і пароперегрівника, характеристики палива.

Зниження температури живильної води приводить до збільшення витрати палива і газів. Відповідно зростає інтенсивність конвективної тепловіддачі і температура пари.

Збільшення коефіцієнта надлишку повітря призводить до погіршення теплообміну в топці, збільшення температури газів на виході з топки і їх кількості. Відповідно зростає інтенсивність тепловіддачі і температурний напір в пароперегрівнику. А звідси, температура пари.

Шлакування екранів погіршує теплообмін в топці і відповідно збільшує температуру газів на вході в пароперегрівник. При цьому зростає температурний напір і температура перегрітої пари. А шлакування пароперегрівника зменшує температуру пари.

Збільшення вологості і зольності палива збільшує витрату палива і газів. Відповідно зростає інтенсивність конвективної тепловіддачі і температура пари.

В парогенераторах використовують парове або газове регулювання.

Парове регулювання – охолодження пари на виході з ПП або його ступеня. Охолодження пари проводять в поверхневих теплообмінниках або шляхом вприскування живильної води або конденсату в потік пари.

Газове регулювання – рециркуляція газів або пропуск частини газів повз пароперегрівник.

6.3 Економайзери

Водяні економайзери та повітропідігрівники відносяться до "хвостових поверхонь котла" і розташовуються в опускній конвективній шахті.

Відповідно до призначення економайзери поділяють на киплячі та некиплячі.

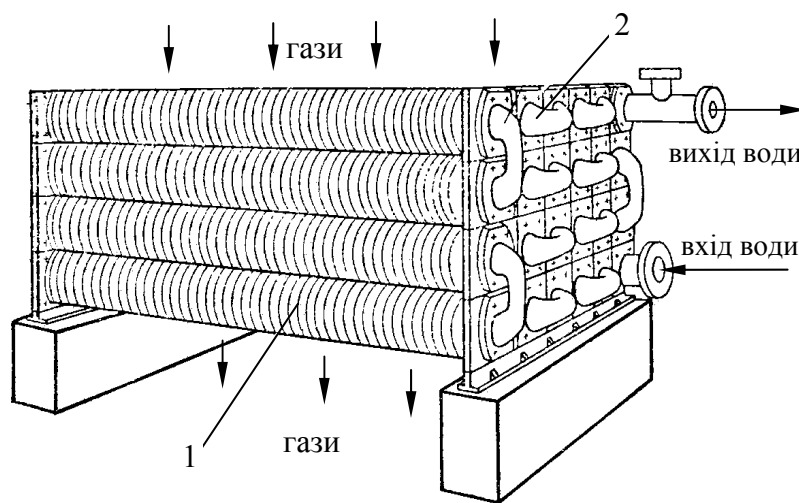


Рисунок 6.9 – Конструкція чавунного економайзера: 1 – ребриста труба; 2 – калач для перепуску води

Чавунні економайзери (рис. 6.9) виконують з чавунних труб довжиною 1,5, 2 і 3 м діаметром 76×8 мм з квадратними ребрами 150×150 мм.

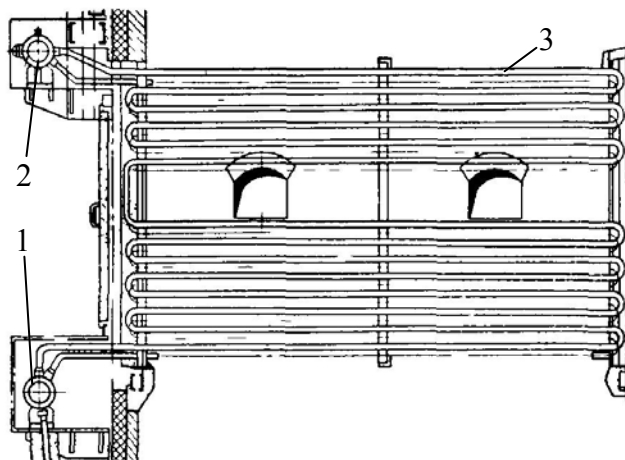


Рисунок 6.10 – Конструкція сталевго економайзера: 1 – вхідний колектор; 2 – вихідний колектор; 3 – змійовики

Некиплячі економайзери догрівають воду до температури на 50 °С меншої температури насичення, а киплячі економайзери до вищих температур. Економайзери виконують з пакета сталевих або чавунних труб. Чавунні економайзери можуть бути тільки некиплячими, а сталеві – киплячими або некиплячими.

Кількість труб в ряду повинна забезпечувати швидкість газів 8...12 м/с. Кількість рядів визначається за тепловим розрахунком економайзера.

Сталеві економайзери виконані із труб діаметром 28...38 мм, розташованих у шахтовому порядку (рис. 6.10). Тому сталеві економайзери є більш компактними, але створюють більший опір руху газів.

Для зручності очищення пакети економайзера виконують

глибиною до 1 м з відстанями між пакетами 550...600 мм. Для виключення кисневої корозії швидкість води в трубах приймають не менше 500...600 кг/(м²·с).

Теплосприйняття економайзера може розраховуватись за залежностями (5.6) – (5.8), крім того, складають залишковий баланс теплоти

$$Q_{ек} = Q_{н} \cdot \eta_{к} \cdot \frac{100 - q_4}{100} - (Q_{пр} + Q_{ф} + Q_{кп} + Q_{пп}), \quad (6.1)$$

де $Q_{пр}$, $Q_{ф}$, $Q_{кп}$, $Q_{пп}$ – теплосприйняття відповідно топки, фестона, кип'ятильних пучків, пароперегрівників, кДж/кг або кДж/м³.

6.4 Повітропідігрівники

В парогенераторах використовують два види повітропідігрівників: рекуперативні; регенеративні.

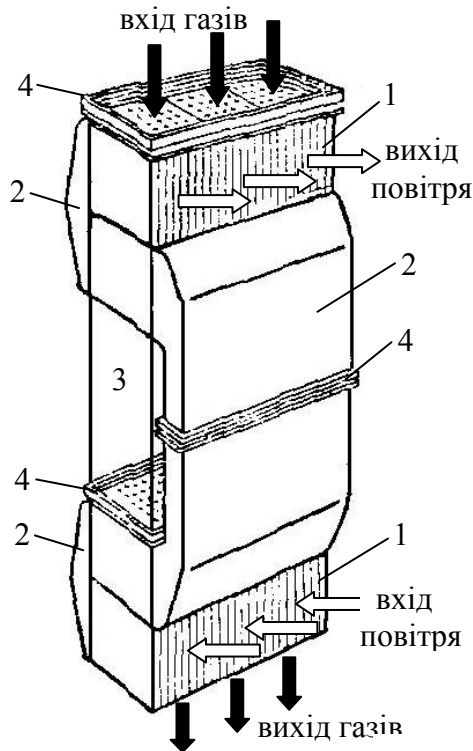


Рисунок 6.11 – Трубчастий повітропідігрівник: 1 – труби; 2 – перепускні коробки; 3 – місце встановлення економайзера; 4 – компенсатор

Рекуперативні повітропідігрівники переважно трубчасті сталеві (рис. 6.11). Димові гази рухаються в трубках, а повітря – між трубами. Використовують труби діаметром 30...40 мм з товщиною стінки 1,2...1,5 мм. Розташування труб – шахове. Швидкості газів 10...14 м/с, повітря 6...8 м/с. Для отримання необхідної швидкості повітря встановлюють перегородки.

Для перепускання повітря з одного куба в інший встановлюють коробки. Всі елементи з'єднані через температурні компенсатори.

Трубчасті повітропідігрівники простіші за конструкцією і надійніші в роботі.

Недоліком є велика відносна металоемність і відносні габарити.

Теплосприйняття повітропідігрівника, кДж/кг або кДж/м³

$$Q_{ек} = \left(\beta''_{пов.п} + \frac{\Delta\alpha_{пов.п}}{2} + \beta_{рец} \right) \cdot (I''_{пов.п} - I'_{пов.п}), \quad (6.2)$$

де $\beta''_{пов.п}$ – коефіцієнт надлишку повітря в повітропідігрівнику;

$\beta_{рец}$ – частка повітря, що рециркулює в повітропідігрівнику;

$I'_{пов.п}$, $I''_{пов.п}$ – ентальпії повітря на вході і виході з повітропідігрівника, кДж/кг або кДж/м³;

$\Delta\alpha_{пов.п}$ – частка підсмоктування повітря в повітропідігрівнику.

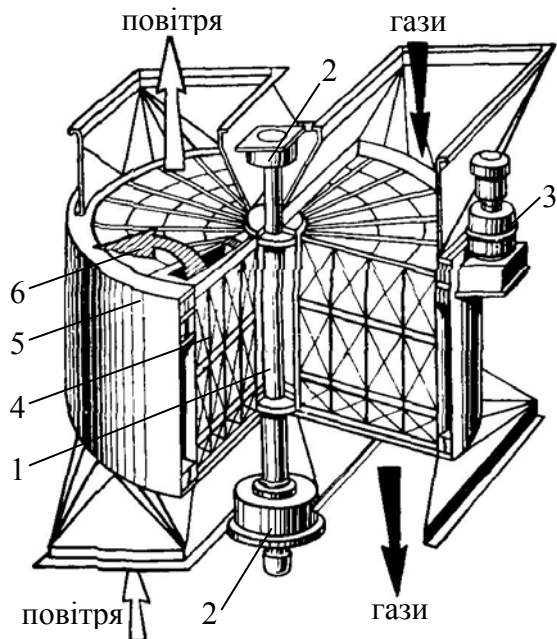


Рисунок 6.12 – Регенеративний повітропідігрівник: 1 – вал ротора; 2 – підшипники; 3 – електродвигун; 4 – набивка; 5 – кожух; 6 – перетікання повітря

Такої конструкції є перетікання повітря в газовий тракт, відповідне збільшення коефіцієнта надлишку повітря, втрат теплоти q_2 і потужності димососа.

Крім того, обмежується температура повітря (до 300...350 °С) через можливість деформації пластин.

Для підігріву повітря до 350...400 °С температура газів на виході з котла повинна бути в діапазоні 140...150 °С. Це економічно не вигідно. Тому використовують двоступеневі схеми повітропідігрівників.

Контрольні запитання

1. Як впливає температура газів на виході з топки на конструкцію котла?
2. Чому в котлах низького тиску використовують кип'ятильні пучки?
3. Поясніть методи підвищення ефективності екранних поверхонь.
4. Поясніть конструкцію, особливості радіаційних та конвективних пароперегрівників.
5. Поясніть переваги і недоліки методів регулювання температури пари.
6. Поясніть різновиди та особливості конструкції економайзерів.
7. Поясніть переваги і недоліки рекуперативних і регенеративних повітропідігрівників.

Регенеративний рівник (рис. 6.12) являє собою обертовий барабан з набивкою з тонких металевих гофрованих пластин, що утворюють канали еквівалентного діаметра $d_e = 4...5$ мм для проходу повітря і газів. В 1 м^3 встановлюється 200...250 м^2 теплообмінної поверхні.

Барабан повільно обертається (2...6 об./хв) в нерухомому корпусі. Він розділений на два сектори. В один безперервно надходять димові гази, в інший – повітря. Металева набивка поперемінно нагрівається від газів і охолоджується повітрям. Рух протичейний.

Такі повітропідігрівники є компактними. Недоліком такої конструкції є перетікання повітря в газовий тракт, відповідне збільшення коефіцієнта надлишку повітря, втрат теплоти q_2 і потужності димососа.

Крім того, обмежується температура повітря (до 300...350 °С) через можливість деформації пластин.

Для підігріву повітря до 350...400 °С температура газів на виході з котла повинна бути в діапазоні 140...150 °С. Це економічно не вигідно. Тому використовують двоступеневі схеми повітропідігрівників.

Приклади розв'язання задач

Приклад 6.1. Виконати конструктивний тепловий розрахунок пароперегрівника з параметрами: витрата пари 16 т/год, тиск в барабані 25 бар, тиск перегрітої пари 2,4 МПа, температура димових газів на вході 900 °С, на виході – 700 °С, ентальпія газів на вході 17 МДж/кг, на виході – 14 МДж/кг. Ширина газоходу 2,6 м, труби діаметром 32/26 мм розташовані коридорно в 16 рядів. Поперечний крок $s_1 = 60$ мм, повздовжній $s_2 = 90$ мм. Коефіцієнт теплопередачі 95 Вт/(м²·К), коефіцієнт збереження теплоти 0,95, витрата палива 0,55 кг/с. Підсмоктувань в газоході немає.

Розв'язання

Теплосприйняття пароперегрівника зі сторони газів, кДж/кг

$$Q_T = \varphi \cdot (I'_T - I''_T) = 0,95 \cdot (17000 - 14000) = 2850.$$

За допомогою таблиць води і водяної пари [3] визначимо ентальпію та температуру насиченої пари $h_{\text{нп}} = 2810$ кДж/кг, $t_{\text{нп}} = 230$ °С.

Ентальпія перегрітої пари, кДж/кг

$$h_{\text{нп}} = \frac{Q_T \cdot V_p}{D} + h_{\text{н.п}} = \frac{2850 \cdot 0,55}{16/3,6} + 2810 = 3163,7.$$

За ентальпією перегрітої пари і тиском за допомогою h-s діаграми визначимо температуру перегрітої пари $t_{\text{нп}} = 360$ °С.

Середньологарифмічний температурний напір, °С

$$\Delta t = \frac{(\vartheta' - t_{\text{нп}}) - (\vartheta'' - t_{\text{нп}})}{\ln\left(\frac{\vartheta' - t_{\text{нп}}}{\vartheta'' - t_{\text{нп}}}\right)} = \frac{(900 - 360) - (700 - 230)}{\ln\left(\frac{900 - 360}{700 - 230}\right)} = 504.$$

Площа поверхні пароперегрівника, м²

$$H = \frac{Q_T \cdot V_p}{k \cdot \Delta t} = \frac{2850 \cdot 0,55}{95 \cdot 504} = 32,8.$$

Кількість змійовиків по ширині вікна газоходу

$$z_1 = \frac{\text{Шир}}{s_1} - 1 = \frac{2,5}{0,06} - 1 = 42.$$

Середня довжина змійовика, м

$$L = \frac{H}{\pi \cdot d_{\text{зов}} \cdot z_1} = \frac{32,8}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 42} = 7,76.$$

Глибина пучка, м

$$l = z_2 \cdot s_2 = 16 \cdot 0,09 = 1,44.$$

Середня висота газоходу, м

$$h = \frac{H}{d_{\text{зов}} \cdot z_1 \cdot z_2} = \frac{32,76}{0,032 \cdot 42 \cdot 16} = 1,52.$$

Приклад 6.2. Визначити площу поверхні сталевого економайзера котла ДКВР 10-13-250, температуру живильної води на виході з економайзера, якщо температура димових газів на вході 400 °С, на виході – 200 °С, ентальпія газів на вході 6420 кДж/кг, на виході 3680 кДж/кг. Теоретичний об'єм повітря $V^0 = 8 \text{ м}^3/\text{кг}$, теплота згорання палива $Q_H^p = 18 \text{ МДж/кг}$. Втрати теплоти в котлоагрегаті: $q_2 = 8 \%$; $q_3 = 0,5 \%$; $q_4 = 1,1 \%$; $q_5 = 1,3 \%$; $q_6 = 0\%$. Коефіцієнт теплопередачі в економайзері $70 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, частка безперервної продувки 4% , підсмоктування в газоході $\Delta\alpha_{\text{пр}} = 0,06$. Температура живильної води на вході 80 °С.

Розв'язання

Ентальпія холодного повітря, кДж/кг

$$I_{\text{хп}}^0 = V^0 \cdot (ct_{\text{пов}}) = 8 \cdot 39 = 312.$$

ККД котлоагрегату за зворотним балансом, %

$$\eta = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6 = 100 - 8 - 0,5 - 1,3 - 1,1 = 89,1.$$

Коефіцієнт збереження теплоти

$$\phi = 1 - \frac{q_5}{\eta + q_5} = 1 - \frac{1,3}{89,3 + 1,3} = 0,986.$$

Теплосприйняття економайзера, кДж/кг

$$Q_T = \phi \cdot (I_T' - I_T'' + \Delta\alpha_{\text{пр}} \cdot I_{\text{хп}}^0) = 0,986 \cdot (6420 - 3680 + 0,06 \cdot 312) = 2719.$$

Визначимо ентальпію перегрітої пари, котлової, живильної води: $h_{\text{пп}} = 2930 \text{ кДж/кг}$; $h_{\text{кв}} = 807,8 \text{ кДж/кг}$; $h_{\text{жв}} = 80 \cdot 4,195 = 335,6 \text{ кДж/кг}$.

Витрата палива на котлоагрегат, кг/с

$$B_p = \frac{D \cdot (h_{\text{пп}} - h_{\text{жв}}) + D \cdot p \cdot (h_{\text{кв}} - h_{\text{жв}})}{Q_H^p \cdot \eta_k} = \frac{(10/3,6) \cdot (2930 - 335,6) + (10/3,6) \cdot 0,04 \cdot (807,8 - 335,6)}{18000 \cdot 0,891} = 0,451.$$

Витрата живильної води, кг/с

$$G_{\text{жв}} = D \cdot (1 + p) = (10/3,6) \cdot (1 + 0,04) = 2,88.$$

Ентальпія живильної води на виході з економайзера, кДж/кг

$$h'_{\text{жв}} = \frac{Q_T \cdot B_p}{G_{\text{жв}}} + h_{\text{жв}} = \frac{2719 \cdot 0,451}{2,88} + 335,6 = 527,6.$$

Температура, що відповідає такій ентальпії, складає близько 125 °С.

Середньологарифмічний температурний напір, °С

$$\Delta t = \frac{(9' - t'_{\text{жв}}) - (9'' - t_{\text{жв}})}{\ln\left(\frac{9' - t'_{\text{жв}}}{9'' - t_{\text{жв}}}\right)} = \frac{(400 - 125) - (200 - 80)}{\ln\left(\frac{400 - 125}{200 - 80}\right)} = 186,9.$$

Площа поверхні економайзера, м²

$$H = \frac{Q_T \cdot V_p}{k \cdot \Delta t} = \frac{2719 \cdot 0,451 \cdot 10^3}{70 \cdot 186,9} = 93,7.$$

Приклад 6.3. Визначити розміри чавунного одноступеневого економайзера котла ДКВР 20-23-250, що працює на природному газі, якщо живильна вода в економайзері нагрівається від 100 °С до 180 °С. Температура газів на вході 400 °С, на виході 180 °С, теоретичні об'єми повітря і продуктів згорання, м³/м³: $V^0 = 8$; $V_{N_2}^0 = 6,08$; $V_{H_2O}^0 = 2,04$; $V_{RO_2} = 1,7$. Теплота згорання палива $Q_H^p = 35$ МДж/м³. Довжина економайзерної труби 3 м. ККД котла 93 %, частка продувки 3 %. Швидкість газів в газоході 10 м/с. Середній коефіцієнт надлишку повітря 1,38.

Розв'язання

За допомогою таблиць води і водяної пари визначимо необхідні для розрахунку ентальпії, кДж/кг:

$$h_{пп} = 2925; h_{кв} = 830; h_{жв} = 100 \cdot 4,22 = 422; h'_{жв} = 180 \cdot 4,24 = 763,3.$$

Ентальпія холодного повітря, кДж/кг

$$I_{хп}^0 = V^0 \cdot (ct)_{пов} = 8 \cdot 39 = 312.$$

Витрата живильної води, кг/с

$$G_{жв} = D \cdot (1 + p) = 5,55 \cdot (1 + 0,04) = 5,72.$$

Середньологарифмічний температурний напір, °С

$$\Delta t = \frac{(g' - t'_{жв}) - (g'' - t_{жв})}{\ln\left(\frac{g' - t'_{жв}}{g'' - t_{жв}}\right)} = \frac{(400 - 180) - (180 - 100)}{\ln\left(\frac{400 - 180}{180 - 100}\right)} = 138.$$

Витрата палива на котлоагрегат, м³/с

$$B_p = \frac{D \cdot (h_{пп} - h_{жв}) + D \cdot p \cdot (h_{кв} - h_{жв})}{Q_H^p \cdot \eta_k} = \frac{(20/3,6) \cdot (2925 - 422) + (20/3,6) \cdot 0,03 \cdot (830 - 422)}{35000 \cdot 0,93} = 0,43.$$

Визначимо теплосприйняття чавунного економайзера, кДж/м³

$$Q_T = \frac{G_{жв}}{B_p} \cdot (h'_{жв} - h_{жв}) = \frac{5,72}{0,43} \cdot (763,3 - 422) = 4540.$$

За довідковими даними [5] для чавунного економайзера конструкції ВТІ при швидкості 10 м/с коефіцієнт теплопередачі складає 25 Вт/(м²·К).

Для труб довжиною 3 м площа поверхні нагріву труби зі сторони газів складає $H_{1тр} = 4,49$ м², площа перерізу для проходження газів $f_r = 0,184$ м².

Площа поверхні економайзера, м²

$$H = \frac{Q_r \cdot B_p}{k \cdot \Delta t} = \frac{4540 \cdot 0,43 \cdot 10^3}{25 \cdot 138} = 566,$$

Загальна кількість труб

$$n_{\text{заг}} = \frac{H}{H_{1\text{тр}}} = \frac{566}{4,49} = 126.$$

Теоретичний об'єм димових газів, м³/м³

$$V_r^0 = V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 + V_{RO_2} = 6,08 + 1,7 + 2,04 = 9,82.$$

Дійсний об'єм димових газів, м³/м³

$$V_r = V_r^0 + (\alpha - 1) \cdot V_{\text{пов}}^0 = 9,82 + (1,38 - 1) \cdot 8 = 12,86.$$

Секундна витрата димових газів, м³/с

$$V_c = B_p \cdot V_r \cdot \frac{(\bar{g}_r + 273)}{273} = 0,43 \cdot 12,86 \cdot \frac{290 + 273}{273} = 11,4.$$

Площа живого перерізу для проходження димових газів, м²

$$F = V_c / w = 11,4 / 10 = 1,14.$$

Визначимо кількість трубок в ряду

$$n_{1\text{ряду}} = \frac{F}{f} = \frac{1,14}{0,184} = 6,2. \quad \text{В розрахунках приймаємо 6 труб.}$$

Кількість рядів труб

$$n_{\text{рядів}} = \frac{n_{\text{заг}}}{n_{1\text{ряду}}} = \frac{126}{6} = 21. \quad \text{В розрахунках приймаємо 21 ряд.}$$

Визначимо ширину і висоту газоходу

$$h = 21 \cdot 150 = 3150 \text{ мм}, \quad b = 6 \cdot 150 = 900 \text{ мм.}$$

Задачі для самостійної роботи

Приклад 6.4. Виконати перевірений тепловий розрахунок кип'ятильного пучка парового котла корисною потужністю 12 МВт. ККД котла 0,90. Наявна теплота, що вноситься в котел 40,3 МДж/кг. Температура газів на вході в кип'ятильний пучок 700 °С, коефіцієнт надлишку повітря на вході 1,15, на виході 1,23. Пучок набраний з труби $\varnothing 51 \times 2,5$ мм, розташований в 52 ряди по 20 труб в ряду. Довжина труби 1,9 м. Коефіцієнт теплопередачі k . Коефіцієнт збереження теплоти 0,97. Теоретичний об'єм повітря і продуктів згорання, м³/кг: $V^0 = 10,5$; $V_{N_2}^0 = 8,5$; $V_{RO_2} = 1,5$; $V_{H_2O}^0 = 1,9$. Тиск в барабані P_6 .

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_6 , бар	10	14	18	22	26	30	34	38	42	44
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
k , Вт/(м ² ·К)	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140

Приклад 6.5. Виконати конструктивний тепловий розрахунок та визначити розміри сталевго економайзера парового котла ТП-35. Температура газів на вході в економайзер 500 °С, на виході 350 °С. Ентальпія газів на вході 9500 кДж/м³, на виході 6800 кДж/м³. Підсмоктувань немає. Згідно з конструктивними характеристиками ширина шахти 1,8 м. Труби $\varnothing 32/26$ мм розташовані горизонтально в 24 ряди з поперечним кроком s_1 , повздовжнім 60 мм. Коефіцієнт теплопередачі k . Коефіцієнт збереження теплоти 0,96. Температура холодного повітря 30 °С. Теоретичний об'єм повітря і продуктів згорання, м³/м³: $V^0 = 9,43$, $V_{N_2}^0 = 7,46$; $V_{RO_2} = 0,99$; $V_{H_2O}^0 = 2,13$. Температура живильної води на вході в економайзер 100 °С, витрата палива 0,85 м³/с.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
s_1 , мм	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
k , Вт/(м ² ·К)	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120

Приклад 6.6. Виконати конструктивний тепловий розрахунок та визначити розміри повітропідігрівника парового котла, якщо температура газів на вході в повітропідігрівник 300 °С, на виході 200 °С, коефіцієнт надлишку повітря в газах на вході 1,29, на виході 1,32. Згідно з конструктивними характеристиками газу проходять по n трубках $\varnothing 40 \times 1,5$ мм. Коефіцієнт теплопередачі 30 Вт/(м²К). Коефіцієнт збереження теплоти 0,99. Температура холодного повітря 30 °С. Теоретичний об'єм повітря і продуктів згорання, м³/м³: $V^0 = 9,3$, $V_{N_2}^0 = 7,0$; $V_{RO_2} = 1,1$; $V_{H_2O}^0 = 2,2$. Коефіцієнт витрати повітря β . Витрата палива 0,9 м³/с. Підсмоктуванням знехтувати.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
n , шт	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β	1,02	1,04	1,06	1,08	1,1	1,12	1,14	1,16	1,18	1,20

7 ГІДРОДИНАМІКА КОТЛОАГРЕГАТУ. ВОДНИЙ РЕЖИМ ЯКІСТЬ ВОДИ І ПАРИ. СЕПАРАЦІЯ ПАРИ. ПРОДУВКА

7.1 Умови надійної роботи елементів котла

Труби поверхонь нагріву парогенератора омиваються однофазним (вода, водяна пара) і двофазним (пароводяна суміш) потоком [6].

Рух однофазних середовищ в усіх елементах тільки примусовий, за рахунок напору, створеного нагнітачем.

Двофазні потоки можуть рухатись як за рахунок нагнітача (примусова циркуляція), так і під дією гравітаційних сил (природна циркуляція).

Надійна робота поверхонь пов'язана із температурним режимом металу труб. Пошкодження стінки можуть виникати при перевищенні допустимих температур для даного металу або при систематичних коливаннях температури.

Найбільш небезпечними умовами для роботи поверхонь є:

- висока температура теплоносія;
- високе теплове навантаження;
- низька тепловіддача від стінки до теплоносія і теплопровідність стінки;
- висока товщина стінки.

Крім того, надійність роботи елементів напряду пов'язана із тепловою та гідравлічною нерівномірністю (Hydraulic unevenness).

Всі поверхні виконані із рядів труб, з'єднаних колекторами. В зв'язку із неоднаковими умовами роботи різних труб в такому пучку виникає теплова і гідравлічна нерівномірність.

Теплова нерівномірність пов'язана із експлуатацією парогенератора. Наприклад, при шлакуванні частини поверхні пучка, теплосприйняття зашлакованої частини зменшується, зменшується переріз для проходу газів і відповідно зростає теплосприйняття незашлакованої частини пучка. Таким чином, виникає теплова нерівномірність між трубами пучка. Теплосприйняття (Heat perceive) частин пучка при цьому може відрізнятись в 2...3 рази. Зміщення факела в топці також призводить до нерівномірності теплосприйняття екранних труб в 2...3 рази.

Загалом, чим ближче пучок до топки – тим більше в ньому теплова нерівномірність.

Гідравлічна нерівномірність може бути виражена через відношення витрат через трубу до осередненої витрати для даної поверхні (рис. 7.1). Ця нерівномірність пов'язана із різними коефіцієнтами гідравлічного опору,

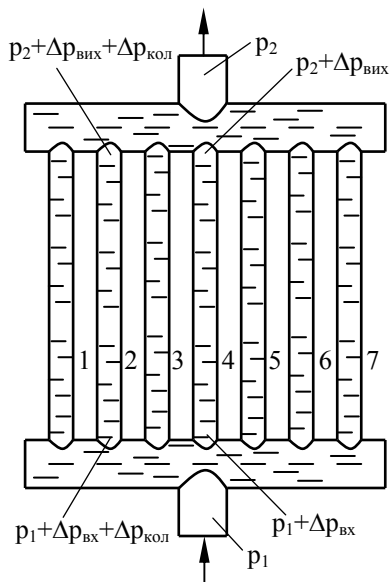


Рисунок 7.1 – Гідравлічна нерівномірність в пучку труб

втратами тиску у колекторах, нівелірними напорами тощо.

Теплова нерівномірність викликає гідравлічну, а гідравлічна – теплову.

Із підвищенням обігріву окремої труби ентальпія і питомий об'єм теплоносія збільшуються. Для забезпечення однакового опору з іншими трубами пучка витрата теплоносія в цій трубці зменшується. Таким чином, з'являється гідравлічна нерівномірність.

Навпаки, зниження витрати теплоносія в окремій трубці призводить до погіршення конвективної тепловіддачі від стінки до теплоносія і температура стінки збільшується. Таким чином, виникає тепла нерівномірність.

Для зменшення впливу гідравлічної і теплової нерівномірності використовують:

- встановлення дросельних шайб в трубах;
- відповідні схеми підключення колекторів (рис. 7.2);
- збільшують діаметри колекторів.

Використовуються три основні схеми підключення колекторів

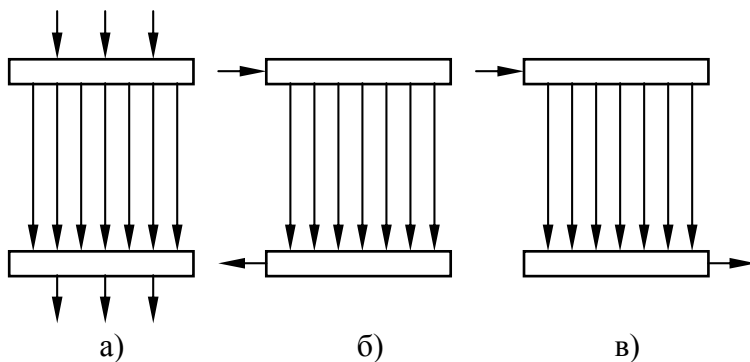


Рисунок 7.2 – Схеми підключення колекторів: а) розосередження підведення; б) П – подібна схема; в) Z – подібна схема

(Collectors). Найбільшу рівномірність забезпечує схема із розосередженим підведенням теплоносія (7.2, а). Найбільший перепад тиску (нерівномірність) для крайніх труб відповідає Z-подібній схемі.

Встановлення шайби збільшує опір окремої гілки причому із віддаленням від точки підведення та відведення теплоносія отвір у шайбі збільшується.

Збільшення діаметра колектора дозволяє зменшити вплив опору колектора на нерівномірність пучка.

7.2 Робота контурів природної циркуляції

Контур природної циркуляції (Contour of natural circulation) є замкненим: труби, з яких він складається, з'єднані колекторами та барабаном.

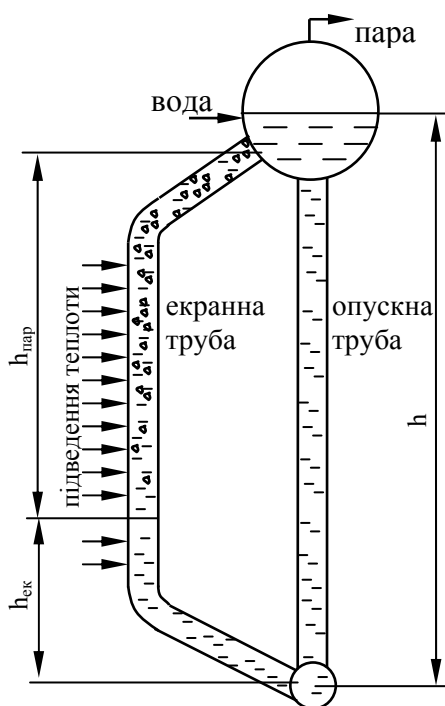


Рисунок 7.3 – Контур природної циркуляції

Циркуляція виникає внаслідок різниці густин води в опускній трубі та пароводяної суміші в екранній трубі (Screen pipe) (рис. 7.3).

Контури природної циркуляції котла складаються з великої кількості паралельно включених екранних та опускних труб, з'єднаних колекторами.

Контури поділяють на прості та складні. Система паралельних труб з однаковими умовами називається ланкою.

Простий контур – коли всі ланки підключені послідовно.

Складний контур – коли ланки підключені паралельно та послідовно.

Приклад складного контуру природної циркуляції наведений на рис. 7.4. Як можна побачити, паралельні опускні труби живлять

колектори і бокових, і фронтового екранів.

Під час розрахунків контурів природної циркуляції використовується поняття **кратності циркуляції** (Multiple of circulation)

$$k = \frac{G_{\text{ц}}}{D}, \quad (7.1)$$

де $G_{\text{ц}}$ – кількість води, що входить в контур, кг/с;

D – витрата пари, що утворюється в контурі, кг/с.

Орієнтовні значення кратності циркуляції наведені в табл. 7.1.

Таблиця 7.1 – Діапазони значень кратності циркуляції k

Тип котлоагрегату	Тиск в барабані, бар	k
Однобарабанні	30...35	20...25
Високого тиску	40...110	8...10
Надвисокого тиску	140...170	6...8

Метою циркуляційних розрахунків є оцінювання надійності контуру і величини швидкості циркуляції теплоносія.

Швидкість циркуляції w_0 в контурі визначають прирівнюванням самотяги контуру ΔP_c і втрат тиску в контурі $\Delta P_{\text{втр}}$. Втрати тиску в контурі визначаються з врахуванням втрат тиску по довжині та в місцевих опорах.

Надійність контуру визначається конструкцією та умовами експлуатації котла. Погіршення циркуляції може призводити до поганого охолодження стінки і її перегріву.

Погіршення охолодження стінки виникає через розшарування потоку, погану змочуваність поверхні, зупинку чи перекидання циркуляції, осад і накип в трубах.

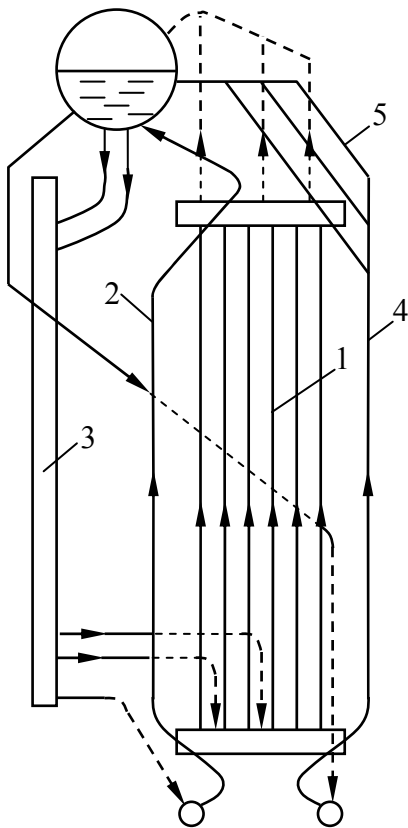


Рисунок 7.4 – Приклад складного контура: 1 – боковий екран; 2 – фронтовий екран; 3 – опускні труби; 4 – задній екран; 5 – фестон

Нормальна робота контуру забезпечується безперервною подачею певної кількості води в екранні труби. Коливання подачі можуть приводити до порушення циркуляції. Зниження подачі частіше всього пов'язано із попаданням або утворенням пари в опускних трубах за таких умов:

- при обігріві опускних труб може відбуватись часткове пароутворення;
- при зниженні рівня в барабані може утворюватись воронка і засмоктуватись пара в опускну трубу;
- при різкому падінні тиску в системі може відбуватись скипання в опускній трубі.

Для підвищення надійності циркуляції використовують:

- секціонування – розділення труб однієї стіни на секції шириною 1,0...1,5 м з окремим підведенням і відведенням теплоносія;
- підвищення перерізу опускних труб, який повинен складати не менше 25...50 % від перерізу екранних труб.

7.3 Водний режим котла. Якість води і пари

Одною з основних задач експлуатації котла є організація раціонального водного режиму, що забезпечує безнакипну роботу поверхонь нагріву, попередження їх корозії і високу якість пари.

Сучасні парогенератори живляться сумішшю конденсату виробленої пари та хімічищеної води або дистилляту.

На конденсаційних районних електростанціях втрати конденсату складають 0,5...1 %. На промислових ТЕЦ – 20...40 %, а на виробничих котельнях – 70 % і більше.

Поповнення втрат конденсату для парогенераторів низького та середнього тиску зазвичай проводять хімічищеною водою, а для прямоточних парогенераторів високого та надвисокого тиску – дистиллятом.

Разом з живильною водою в парогенератор надходять різні мінеральні сполуки, в тому числі, солі кальція і магнія, окисли заліза, алюмінія, міді.

Накопичення таких речовин в процесі випаровування води, доходячи до рівноважного стану, приводить до випадання їх на стінки поверхонь. В першу чергу насичуються солі жорсткості $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$, $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$, CaCO_3 , MgCO_3 тощо. Вони випадають із води у вигляді кристалів. Центрами кристалізації є жорсткуватості труби, раковини тощо. Ці речовини утворюють щільні, тверді відкладення – **накип**. Якщо відкладення відбуваються в об'ємі рідини, то утворюється **шлам**.

Накип і шлам мають низьку теплопровідність $0,1 \dots 0,2$ (м·К)/Вт. Тому навіть тонкий шар накипу призводить до суттєвого погіршення теплообміну, відповідного підвищення температури стінки труби. В екранних трубах, кип'ятильних пучках і навіть в пароперегрівнику температура стінки може перевищувати допустиму температуру. Тоді утворюється здутина, а потім свищ.

Накип недопустимий і в області хвостових поверхонь, оскільки погіршення теплообміну призводить до збільшення температури відхідних газів і зниження ККД котла.

Солі заліза та амонію можуть утворювати нерозчинні солі і відкладатись на стінках.

Наявність **окислів кремнію SiO_2** призводить до утворення кремнієвої кислоти H_2SiO_3 . При тиску більшому 7 МПа ця кислота може розчинятись в парі і попадати з барабана через пароперегрівник в турбіну, де відкладається на лопатях.

Наявність **органічних мастил та нафтопродуктів** погіршує роботу поверхонь нагріву, утворюючи плівку.

Висока лужність призводить до спінювання води в барабані і виносу вологи в пароперегрівник і навіть на турбіну. Також може виникати лужна корозія.

Низька лужність (кислотність) викликає сильну корозію.

Розчинні гази O_2 і CO_2 викликають активну корозію.

В зв'язку із наведеними ускладненнями в роботі котла кількості домішок в воді нормуються (див. табл. 7.2).

Таблиця 7.2 – Норми якості живильної води, пари і котлової води для котлів з природною циркуляцією

Показник	Для котлів із тиском		
	до 14 бар	до 24 бар	до 40 бар
Живильна вода			
Зважені частинки, мг/л	5	5	не дозволяється
Загальна жорсткість, мг-екв./л	15	10	5
Вміст сполук Fe, мкг/л	-	100	50
Вміст сполук Cu, мкг/л	-	-	10
Вміст розчиненого кисню, мкг/л	30	20	20
Показник рН (при 25 °С)	8,5...9,5		
Вміст вільної вуглекислоти CO ₂ , мкг/л	не дозволяється		
Вміст NO ₂ , мкг/л	-	-	20
Вміст масел, мг/л	3	3	0,6
Пара			
Солевміст пари, мкг/кг	1000	500	300
Вміст вільної вуглекислоти в парі, мкг/кг	20	20	20
Вміст вільного аміаку	не дозволяється		
Котлова вода			
Солевміст води, мг/кг	3000	3000	5000...7400 в залежності від виробника

7.4 Барабан котла. Продувка

Барабан котла має товстостінний (до 110 мм) циліндричний корпус з лазами, розташованими у випуклих торцях. Призначенням барабана є:

- розділення (сепарація) пароводяної суміші;
- проведення безперервної продувки для видалення забруднень.

Конструкція барабана котла середнього тиску показана на рис. 7.5.

В барабані котла (рис. 7.5) розміщені пристрої, які забезпечують необхідний рух води, пари і пароводяної суміші, а також пристрої введення хімікатів і сепарації.

Пароводяна суміш через патрубки підводиться в об'єм барабана, пара піднімається в верхню частину барабана і проходить через промивний лист 4, на який наливається живильна вода. При цьому вода частково нагрівається. Насичена пара з краплями води проходить через жалюзійний сепаратор (розріз А-А на рис. 7.5), де краплі води відділяються, а потім пара через розподільну решітку 6 відводиться в парову лінію.

Для виключення попадання пари і вирівнювання витрати в опускних трубах встановлені решітка 1 і дірчастий лист 9.

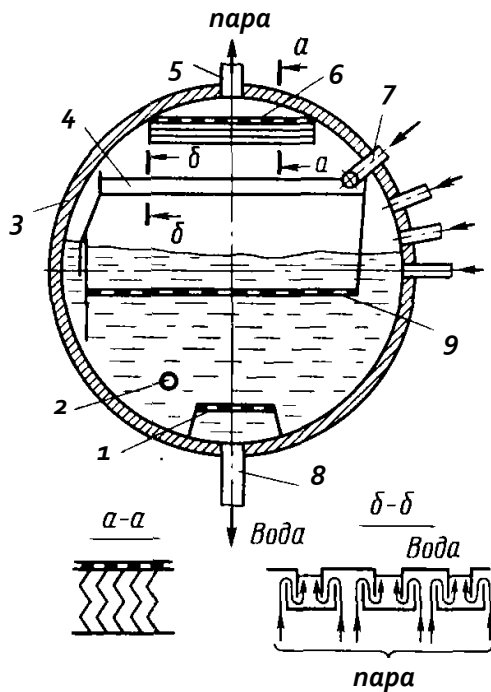


Рисунок 7.5 – Барабан котла середнього тиску із сепараційним пристроєм: 1 – антикавітаційна решітка; 2 – труба введення фосфатів; 3 – корпус барабана; 4 – промивний дірчастий лист; 5 – відведення пари; 6 – паророзподільна решітка; 7 – підведення живильної води; 8 – відведення води; 9 – занурений дірчастий лист

Оскільки розчинність речовин у парі зростає із збільшенням тиску, для котлів малого і середнього тиску очистка пари в основному полягає у видаленні крапель води.

В сучасних котлах особливу увагу приділяють підтриманню необхідного рівня в барабані, оскільки це впливає, з одного боку, на чистоту пари, а з іншого, на можливість попадання пари в опускні труби і погіршення циркуляції в контурі.

В барабанних котлах для виключення можливості утворення накипу необхідно аби концентрація солей в воді була нижча критичної. З метою підтримання необхідної концентрації з барабана шляхом продувок відводиться деяка частина котлової води і з нею видаляються солі в тій кількості, в якій вони надходять з живильною водою.

Використовують безперервну і періодичну продувки котла.

Безперервна продувка проводиться з верхнього барабана.

Періодична продувка використовується для видалення "осідаючих" частинок з нижнього барабану чи колекторів через кожні 12...16 годин.

Величина безперервної продувки визначається за солемістом котлової та живильної води у відсотках від паровидатності котла, %

$$p = \frac{G_{\text{пр}}}{D} \cdot 100\%, \quad (7.2)$$

де $G_{\text{пр}}$ – витрата продувальної води, кг/с.

Витрату продувальної води можна визначити з солевого балансу

$$G_{\text{жв}} \cdot S_{\text{жв}} = D \cdot S_{\text{п}} + G_{\text{пр}} \cdot S_{\text{кв}} + D \cdot S_{\text{відкл}}, \quad (7.3)$$

де $S_{\text{жв}}$, $S_{\text{п}}$, $S_{\text{кв}}$, $S_{\text{відкл}}$ – солеміст живильної води, пари, котлової води та відкладень, г/кг.

При нормальній роботі котла відкладення відсутні, солеміст пари незначний і складовою $D \cdot S_{\text{п}}$ можна знехтувати. Врахуємо, що витрата жи-

вільної води дорівнює сумі паровидатності D і витраті продувальної води $G_{\text{пр}}$. Тоді витрата продувальної води, кг/с

$$G_{\text{пр}} = D \cdot \frac{S_{\text{жв}}}{S_{\text{пр}} - S_{\text{жв}}}. \quad (7.4)$$

Таким чином, з (7.2) і (7.4) частка безперервної продукції, %

$$p = \frac{S_{\text{жв}}}{S_{\text{пр}} - S_{\text{жв}}}. \quad (7.5)$$

Проведення безперервної продукції приводить до тепловтрат, кДж/кг або кДж/м³

$$Q_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{кв}} - h_{\text{жв}})}{B_p \cdot \eta_{\text{к}}}. \quad (7.6)$$

Правилами технічної експлуатації величина безперервної продукції складає:

– при живленні парогенератора сумішшю конденсату і дистилляту – до 0,5 %;

– при живленні сумішшю конденсату і хімічною водою – до 3 %, а якщо втрати конденсату більше 40 % – до 5 %.

При вказаних нормах продукції і частковому використанні теплоти продувальної води втрати теплоти складають до 0,1...0,5 % від теплоти палива.

7.5 Сепарація пари

Використання процесів сепарації пари необхідне для гасіння кінетичної енергії пароводяної суміші та виключення попадання води з барабана в паропроводи до пароперегрівника та турбіни (рис. 7.6).

Використовуються такі принципи сепарації.

Гравітаційна сепарація. Відділення проводиться при підйомному русі суміші з малою швидкістю. Гасіння кінетичної енергії і рівномірний розподіл відбувається в водяному об'ємі, а відділення крапель в паровому (рис. 7.6, а).

Інерційна сепарація. Відділення крапель проводиться за рахунок різкої зміни напрямку та швидкості потоку пароводяної суміші (рис. 7.6, б).

Відцентрова сепарація. Відділення крапель проводиться за рахунок дії відцентрових сил (рис. 7.6, в).

Плівкова сепарація. Сепарація, що ґрунтується на властивості крапель води налипати на поверхні при стиканні з нею пароводяного потоку.

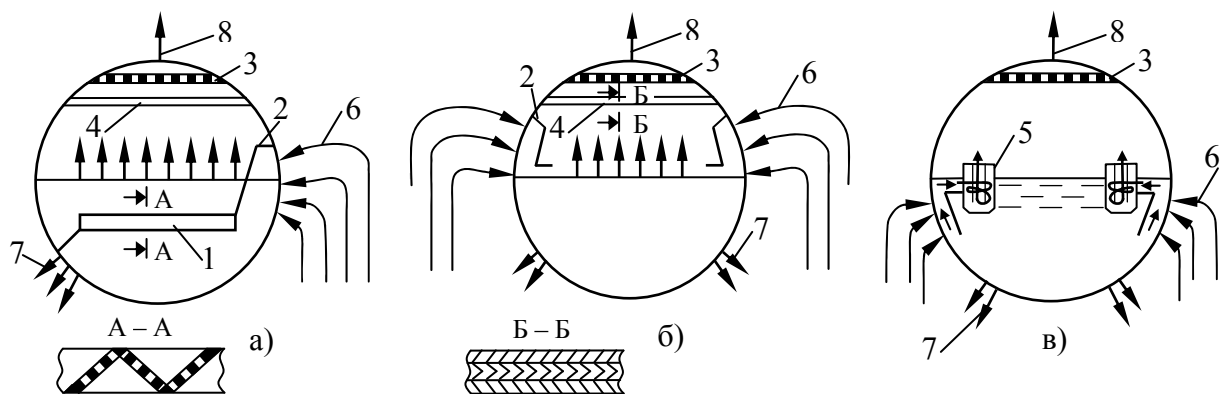


Рисунок 7.6 – Схеми сепараційних пристроїв: а) введення пароводяного потоку під рівень води; б) введення потоку в паровий об’єм; в) встановлення внутрішньобарабанних циклонів; 1 – занурений дірчастий лист; 2 – відбійний щит; 3 – пароприймальний щит; 4 – жалюзійний сепаратор; 5 – циклон; 6 – випарні поверхні; 7 – опускні труби; 8 – паропровід

Контрольні запитання

1. Які параметри впливають на надійність роботи металу стінки поверхні нагріву котла? Стінка якої поверхні знаходиться у найважчих умовах роботи?
2. Поясніть поняття гідравлічна та теплова нерівномірність. Наведіть приклади.
3. Як теплова нерівномірність впливає на гідравлічну і навпаки?
4. Наведіть методи зменшення гідравлічної і теплової нерівномірності роботи труб.
5. Поясніть класифікацію та особливості роботи контурів природної циркуляції.
6. Умови погіршення циркуляції в контурі. Наведіть приклади.
7. Що включає організація водного режиму котла? За якими показниками нормується якість води і пари?
8. Поясніть конструкцію барабана парового котла. Як і для чого складають солевий баланс котла?
9. Поясніть недоліки та переваги методів сепарації пари.

8 ТЯГОДУТТЬОВИЙ ТРАКТ КОТЛА

8.1 Системи газоповітряного тракту

Нормальна робота котла можлива лише за умови безперервної подачі повітря і видалення в атмосферу продуктів згорання після їх охолодження та очищення від твердих частинок.

Схеми організації газоповітряного тракту показані на рис. 8.1.

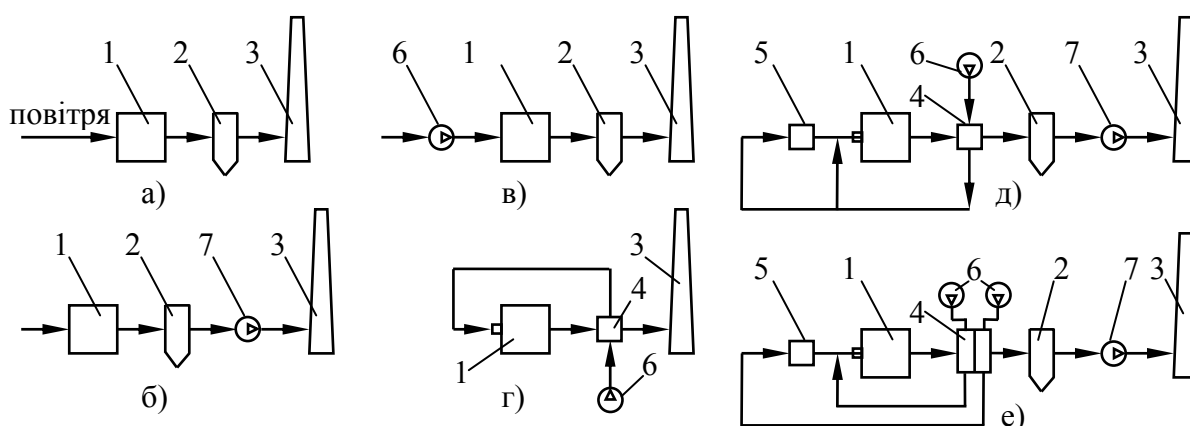


Рисунок 8.1 – Схеми газоповітряного тракту котлів: а – система з природною тягою; б – система з димососом; в – система з дуттьовим вентилятором; г – система з подачею вентилятором підігрітого повітря; д – система з вентилятором і димососом; е – система з роздільною подачею повітря на пилоприготування та на котел і димосос; 1 – котел; 2 – золоуловлювач; 3 – димова труба; 4 – повітропідігрівник; 5 – система пилоприготування; 6 – вентилятор; 7 – димосос

В системі з природною тягою (рис. 8.1, а) подача повітря відбувається за рахунок використання інжекційного палива, а видалення продуктів згорання проходить за рахунок тяги димової труби.

Весь газохід знаходиться під розрідженням. Ця система застосовується в котлах малої потужності при малих опорах руху потоків повітря і продуктів згорання.

В системі, наведеній на рис. 8.1, б, опори повітряного і газового трактів долаються за рахунок розрідження, створюваного димососом і трубою. Така система застосовується в котлах малої потужності, що працюють на газі і мазуті і не мають повітропідігрівників. В системі, наведеній на рис. 8.1, в і г газоходи знаходяться під надлишковим тиском – котли працюють "під наддувом". На рис. 8.1 д подача повітря в топку здійснюється вентилятором, а продукти згорання видаляються димососом. В цьому випадку повітряний тракт знаходиться під тиском, а газовий тракт під розрідженням. За наявності різних опорів руху в системі паралельних потоків повітря використовується подача його в кожний потік індивідуальним вентилятором, що зменшує загальну витрату електроенергії на їх привод (рис. 8.1, е).

8.2 Аеродинамічні опори. Аеродинаміка димової труби

Рух реального потоку димових газів і повітря в котлі являє собою складний випадок турбулентного руху стисненої рідини за неадіабатних умов.

В процесі руху змінюються тиск, температура та густина газів.

В загальному випадку рух в'язкої і теплопровідної рідини описується рівнянням Нав'є-Стокса, рівнянням суцільності, рівнянням переносу теплоти і термодинамічними рівняннями, що характеризують стан середовища.

Енергетичний баланс потоку виражається рівнянням Бернуллі. В розрахунках враховується величина самотяги газоходів.

Фізично самотяга пояснюється тим, що підняття потоку газу з початкового рівня на деяку висоту супроводжується опусканням такого ж об'єму повітря з цієї висоти до початкового рівня.

В результаті робота на підняття газу супроводжується отриманням такої роботи за рахунок опускання такої ж об'ємної кількості повітря з тієї ж висоти. Якщо температура газу вища температури атмосферного повітря і густина його нижча, ніж у повітря, то робота, витрачена на підняття газу, менша роботи при опусканні повітря, і надлишкова робота може бути витрачена на подолання опорів руху газу. Відповідно самотяга газового тракту, Па [7]

$$p_c = L_d \cdot (\rho_{\text{пов}} - \rho_{\text{г}}) \cdot g, \quad (8.1)$$

де L_d – висота підняття газу від початкового до кінцевого рівня, м.

При русі вверх самотяга зменшує загальний опір, при русі вниз – збільшує його.

Опір, що виникає при русі потоку газу, складається з:

– опору тертя при русі потоку в прямому каналі постійного перерізу, у тому числі при повздовжньому омиванні пучка труб;

– місцевих опорів, зв'язаних із зміною форми або напрямку потоку, які умовно вважають зосередженими в одному перерізі і не враховують опір тертя;

– опори поперечно-омиваних пучків труб, в яких окремо опір тертя і місцеві опори визначити не можна.

Опір тертя пропорційний довжині газоходу, коефіцієнту тертя і кінетичній енергії потоку і обернено пропорційний перерізу газоходу. Місцеві опори визначаються геометричною конфігурацією ділянки газоходу і пропорційні кінетичній енергії потоку.

В поверхнях нагріву підвищення швидкості потоку інтенсифікує теплообмін пропорційно в степені 0,6...0,8. Але при цьому аеродинамічні

опори зростають пропорційно квадрату швидкості і, відповідно, витрати енергії на тягодуттєве обладнання.

Оптимальні швидкості потоків визначаються техніко-економічними розрахунками і відповідають мінімуму експлуатаційних витрат.

Зазвичай оптимальною швидкістю газів в повітропідігрівниках є 10...14 м/с, а при поперечному омиванні пучків газами – 8...10 м/с.

Дія димової труби заснована на самотязі. Різниця густини стовпа зовнішнього і холодного повітря і потоку газів приводить до розрідження в димовій трубі. Самотяга труби буде тим більша, чим вища температура газів в трубі і нижча температура повітря. Корисна тяга димової труби, Па,

$$\Delta P_{\text{кор}} = p_c - (\Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{вит}}), \quad (8.2)$$

де $\Delta p_{\text{тр}}$ – втрати тиску на тертя в трубі;

$\Delta p_{\text{вит}}$ – втрата тиску при виході газів з труби.

Втрати на тертя в трубі та опір виходу з труби визначаються за відомими формулами гідрогазодинаміки.

Висота димової труби, розрахована виходячи з необхідної самотяги, визначається за формулою

$$H = p_c / \left[273 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{пов}}}{273 + t_{\text{пов}}} - \frac{\rho_{\text{г}}}{273 + \vartheta_{\text{г}}} \right) \cdot \frac{9,81 \cdot P_6}{1,01 \cdot 10^5} \right], \quad (8.3)$$

де P_6 – тиск нормальних умов та барометричний тиск, Па;

$\rho_{\text{пов}}$, $\rho_{\text{г}}$ – приведені до нормальних умов густини повітря і газів, кг/м³, причому

$$\rho_{\text{г}} = (1 - 0,01 \cdot A^p + 1,3 \cdot \alpha_{\text{г}} \cdot V^0) / V_{\text{г}}. \quad (8.4)$$

Діаметр димової труби, м, визначається за формулою

$$d = 1,13 \cdot \sqrt{V_{\text{дт}} / w_{\text{дт}}}, \quad (8.5)$$

де $V_{\text{дт}}$ – кількість газів, що надходять в трубу, м³/с;

$w_{\text{дт}}$ – швидкість газів в димовій трубі, м/с.

Швидкість газів на виході з труби, при природній тязі приймають не менше 6...10 м/с, щоб уникнути задування газів в трубу і 15...25 м/с при штучній тязі.

Мінімальна допустима висота димової труби визначається за умов забезпечення необхідного розсіювання шкідливих викидів.

Концентрація двоокису сірки SO₂ біля поверхні землі, кг/м³

$$C = 0,001 \cdot \frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V_{\text{г}}^{\text{д.т.}} \cdot (\vartheta_{\text{г}} - t_{\text{нс}})}} + 2 \cdot C_{\text{ф}}, \quad (8.6)$$

де A – коефіцієнт стратифікації атмосфери, с^{2/3}град^{1/3};

F – коефіцієнт, що враховує швидкість осідання SO в атмосфері;
 m – коефіцієнт, що враховує умови виходу продуктів згорання з основи димової труби;
 $C_{\text{ф}}$ – фонові концентрації забруднення атмосфери SO₂, кг/м³.

8.3 Вибір вентилятора і димососа

Вентилятор і димосос повинні надійно забезпечувати подачу необхідного для горіння палива повітря в топку і видалення продуктів його згорання з котла при всіх режимах його роботи, підтримуючи задане постійне розрідження або тиск в топці. При цьому на привод вентилятора і димососа повинно витрачатися мінімально можлива кількість електроенергії.

Основними параметрами, що визначають вибір вентилятора і димососа, є необхідна їх подача і тиск при номінальному навантаженні котла.

Необхідна подача вентилятора, м³/год, визначається за формулою

$$Q_{\text{в}} = \beta_1 \cdot V_{\text{р}} \cdot V^0 \cdot (\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{пов}}) \cdot \frac{t_{\text{хп}} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{P_6}, \quad (8.7)$$

а подача димососа, м³/год за формулою

$$Q_{\text{д}} = \beta_1 \cdot V_{\text{р}} \cdot V_{\text{г}} \cdot \frac{\vartheta_{\text{вг}} + 273}{273} \cdot \frac{P_0}{P_6} \cdot 3600, \quad (8.8)$$

де $V_{\text{р}}$ – розрахункова витрата палива, кг/с або м³/с;
 V^0 , $V_{\text{г}}$ – теоретичний об'єм повітря і дійсний об'єм газів, м³/кг або м³/м³;

$\alpha_{\text{т}}$, $\alpha_{\text{в}}$, $\Delta\alpha_{\text{повп}}$, $\Delta\alpha_{\text{пл}}$ – коефіцієнт надлишку повітря в топці, витікання в повітропроводах, повітропідігрівнику, врахування подачі повітря з системи паливоприготування;

$t_{\text{хп}}$, $\vartheta_{\text{вг}}$ – температури холодного повітря і відхідних газів, °С;

β_1 – коефіцієнт запасу, який приймають $\beta_1 = 1,05$;

$\rho_{\text{рц}}$ – частка повітря, що рециркулює.

Необхідний повний тиск вентилятора або димососа – перепад повного тиску у їх вхідному і вихідному патрубках, Па,

$$P = \beta_2 \cdot \Delta p_{\text{п}}, \quad (8.9)$$

де $\Delta p_{\text{п}}$ – розрахунковий напір по повітряному чи газовому тракту, Па;

β_2 – коефіцієнт запасу за тиском, що приймається рівним 1,1.

Потужність на валу вентилятора або димососа, кВт,

$$N = \frac{Q \cdot P}{3600 \cdot \eta_{\text{н}}} \cdot 10^{-3}, \quad (8.10)$$

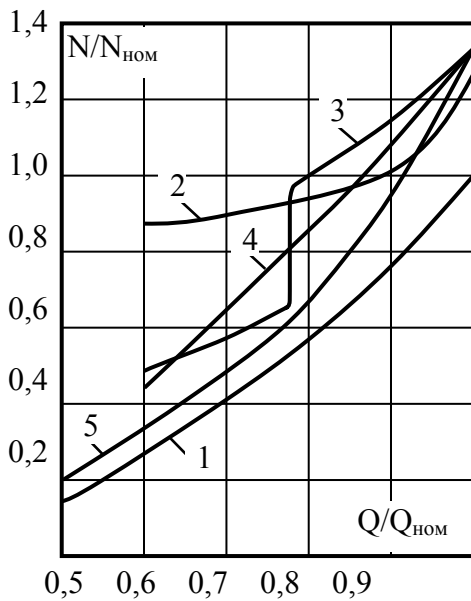


Рисунок 8.2 – Характеристика ефективності систем регулювання: 1 – корисна потужність, затрачувана на транспорт повітря і газу; 2 – регулювання напрямним апаратом; 3 – регулювання напрямним апаратом при двошвидкісному електродвигуні; 4 – регулювання гідромuftою; 5 – регулювання при колекторному електродвигуні змінного струму з фазовим ротором

де η_n – КПД нагнітача (або димососа), для сучасних нагнітачів $\eta_n = 0,7 \dots 0,75$.

Q – подача вентилятора або димососа, $\text{м}^3/\text{год}$.

Заводами-виробниками характеристика вентилятора і димососа, тобто зв'язок між подачею і повним тиском, дається для повітря при температурі $20\text{ }^\circ\text{C}$ і тиску $102 \cdot 10^3 \text{ Па}$ (760 мм. рт. ст.), тому при виборі нагнітача подачу і тиск необхідно привести до заводських умов.

В процесі роботи котла виникає необхідність регулювання подачі вентилятора і димососа в залежності від навантаження котла з метою забезпечення заданого коефіцієнта надлишку повітря.

Характеристики роботи відцентрового вентилятора залежно від способу регулювання показані на рис.8.2.

При зміні частоти обертання характеристика нагнітача змінюється за такими співвідношеннями

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}; p_2 = p_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2; N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3, \quad (8.11)$$

де n_1, n_2 – частота обертання в різних режимах.

При регулюванні напрямним апаратом зміна характеристики нагнітача супроводжується додатковими втратами в ній і зниженням її КПД. Зниження КПД залежить від конструкції машини і напрямного апарата, глибини регулювання і положення напрямних лопаток при даному режимі. Проте завдяки простоті конструкції напрямного апарата і нескладності його обслуговування при відносно високій економічності такий спосіб регулювання є найбільш розповсюдженим.

Потужність на валу машини при неномінальному режимі визначається за формулою

$$N = \frac{Q \cdot p_p}{3600 \cdot \eta_n \cdot \eta_{\text{рег}}} \cdot 10^{-3}, \quad (8.12)$$

де $\eta_{\text{рег}}$ – ККД регулювання, який залежить від глибини регулювання, конструкції апарата тощо.

Контрольні запитання

1. Наведіть та проаналізуйте основні схеми газоповітряного тракту котла.
2. Поясніть фізичну суть процесу самотяги в елементах котла.
3. Поясніть методи визначення оптимальної швидкості газів в газоходах.
4. Поясніть, в чому полягає розрахунок димової труби.
5. Наведіть основні характеристики вентиляторів та димососів та методи їх визначення.
6. Проаналізуйте різні методи регулювання вентиляторів та димососів.
7. Поясніть, як змінюються характеристики нагнітача при регулюванні зміною кількості обертів.

Приклади розв'язання задач

Приклад 8.1. Визначити потужність електродвигуна для привода вентилятора та димососа котла з витратою палива $0,316 \text{ м}^3/\text{с}$, який працює на природному газі з $V^0 = 9,56 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Коефіцієнт запасу подачі вентилятора прийняти $1,1$, а димососа – $1,05$. Коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha_t = 1,1$, підсмоктування повітря в топці $\Delta\alpha_t = 0,05$, втрати повітря в повітропроводах $\Delta\alpha_{\text{пов}} = 0,04$, температура повітря що надходить у вентилятор $20 \text{ }^\circ\text{C}$, розрахунковий повний напір вентилятора $2,1 \text{ кПа}$, коефіцієнт запасу за тиском вентилятора і димососа $\beta_2 = 1,1$, експлуатаційний ККД вентилятора 61% , а димососа – 65% . Дійсний об'єм газів на вході в димосос $V_r = 11,2 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Температура газів перед димососом $\vartheta_d = 182 \text{ }^\circ\text{C}$, розрахунковий повний напір димососа $2,2 \text{ кПа}$. Барометричний тиск 98 кПа .

Розв'язання

Розрахункова подача вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$

$$Q_v = \beta_1 \cdot V_p \cdot V^0 \cdot (\alpha_t - \Delta\alpha_t + \Delta\alpha_{\text{пов}}) \cdot \frac{t_{\text{хп}} + 273}{273} \cdot \frac{P_0}{P_6} =$$
$$= 1,1 \cdot 0,316 \cdot 9,56 \cdot (1,1 - 0,05 + 0,04) \cdot \frac{20 + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{98 \cdot 10^3} = 4,1.$$

Потужність електродвигуна для привода вентилятора, кВт

$$N_v = \frac{Q \cdot \beta_2 \cdot p_p}{\eta_v} = \frac{4,1 \cdot 1,1 \cdot 2,1}{0,61} = 15,5.$$

Розрахункова подача димососа, $\text{м}^3/\text{с}$

$$Q_d = \beta_1 \cdot V_p \cdot V_r \cdot \frac{\vartheta_d + 273}{273} \cdot \frac{P_0}{P_6} = 1,05 \cdot 0,316 \cdot 11,2 \cdot \frac{182 + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{98 \cdot 10^3} = 6,38.$$

Потужність електродвигуна для привода димососа, кВт

$$N_d = \frac{Q_d \cdot \beta_2 \cdot p_p}{\eta_d} = \frac{6,38 \cdot 1,1 \cdot 2,2}{0,65} = 23,75.$$

Приклад 8.2. Визначити висоту і діаметр основи димової труби котельні, а також концентрацію двоокису сірки SO_2 біля поверхні землі. В котельні встановлені два котла однакової потужності, які працюють на малосірчистому мазуті з зольністю 0,05 %, вмістом сірки 2,8 %, теоретичним об'ємом повітря $10,62 \text{ м}^3/\text{кг}$, коефіцієнтом надлишку повітря 1,5, дійсним об'ємом газів $17,3 \text{ м}^3/\text{кг}$, якщо тяга, яку створює димова труба 231 Па , розрахункова витрата палива $1,05 \text{ кг/с}$, температура газів перед димовою трубою $187 \text{ }^\circ\text{C}$, середня температура газів в трубі $182 \text{ }^\circ\text{C}$, температура навколишнього середовища $20 \text{ }^\circ\text{C}$, швидкість газів в трубі 10 м/с , барометричний тиск повітря $97 \cdot 10^3 \text{ Па}$ і приведена до нормальних умов густина повітря $1,205 \text{ кг/м}^3$. Коефіцієнт, що враховує швидкість осідання двоокису сірки в атмосфері, $F = 1$, коефіцієнт, що враховує умови виходу продуктів згорання з основи димової труби $m = 0,9$, коефіцієнт стратифікації атмосфери $A = 120 \text{ с}^{2/3} \text{ град}^{1/3}$ і фонові концентрація забруднення атмосфери двоокисом сірки $C_\phi = 0,03 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^3$.

Розв'язання

Об'єм газів, що проходять через димову трубу, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{\text{г}}^{\text{д.т.}} = n \cdot V_{\text{п}} \cdot V_{\text{г}} \cdot \frac{\vartheta_{\text{г}} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{P_{\text{б}}} = 2 \cdot 1,05 \cdot 17,3 \cdot \frac{187 + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{97 \cdot 10^3} = 63,1.$$

Приведена до нормальних умов густина газу, кг/м^3

$$\rho_{\text{г}} = (1 - 0,01 \cdot A^{\text{п}} + 1,3 \cdot \alpha_{\text{г}} \cdot V^0) / V_{\text{г}}^{\text{д.т.}} = (1 - 0,01 \cdot 0,05 + 1,3 \cdot 1,5 \cdot 10,62) / 62,4 = 0,33.$$

Висота димової труби, м

$$H = p_{\text{с}} / \left[273 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{пов.}}}{273 + t_{\text{пов.}}} - \frac{\rho_{\text{г.}}}{273 + \vartheta_{\text{г}}} \right) \cdot \frac{9,81 \cdot P_{\text{б}}}{1,01 \cdot 10^5} \right] =$$

$$= 231 / \left[273 \cdot \left(\frac{1,205}{273 + 20} - \frac{0,33}{273 + 182} \right) \cdot \frac{9,81 \cdot 97 \cdot 10^3}{1,01 \cdot 10^5} \right] = 26,2.$$

Діаметр основи димової труби, м

$$d_{\text{д.т.}} = 1,13 \cdot \sqrt{V_{\text{г}}^{\text{д.т.}} / w_{\text{д.т.}}} = 1,13 \cdot \sqrt{63,1 / 10} = 2,84.$$

Маса двоокису сірки, що викидається в атмосферу з труби, кг/с

$$M = 0,01 \cdot n \cdot V_{\text{п}} \cdot S^{\text{п}} \cdot \frac{M_{\text{SO}_2}}{M_{\text{с}}} = 0,01 \cdot 2 \cdot 1,05 \cdot 2,8 \cdot \frac{64}{32} = 0,1176.$$

Концентрація двоокису сірки біля поверхні землі, кг/м^3

$$C = 0,001 \cdot \frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V_{\text{г}}^{\text{д.т.}} \cdot \Delta t}} + 2 \cdot C_{\phi} = 0,001 \cdot \frac{120 \cdot 0,1176 \cdot 1 \cdot 0,9}{26,2^2 \cdot \sqrt[3]{63,1 \cdot (182 - 20)}} +$$

$$+ 2 \cdot 0,03 \cdot 10^{-6} = 0,89 \cdot 10^{-6}.$$

Задачі для самостійної роботи

Приклад 8.3. Визначити розрахункову подачу димососа котла, що працює на природному газі зі складом, %: $\text{CO}_2^p = 0,2$; $\text{CH}_4^p = 97,9$; $\text{C}_2\text{H}_6^p = 0,1$; $\text{N}_2^p = 1,8$. Розрахункова витрата палива V_p . Коефіцієнт надлишку повітря і температура перед димососом 1,45 та ϑ_d . Барометричний тиск 98 кПа.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V_p, \text{ м}^3/\text{с}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\vartheta_d, \text{ }^\circ\text{C}$	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210

Приклад 8.4. Визначити розрахунковий повний напір вентилятора котла, що працює на вугіллі з витратою палива V_p . Теоретичний об'єм повітря $6,7 \text{ м}^3/\text{кг}$. Коефіцієнт надлишку повітря в топці 1,3, підсмоктування повітря в топці 0,05, втрати повітря в повітропроводах 0,02, температура повітря, що надходить у вентилятор $25 \text{ }^\circ\text{C}$, коефіцієнт запасу за тиском вентилятора $\beta_2 = 1,1$, експлуатаційний ККД вентилятора 61 %. Барометричний тиск 98 кПа. Потужність електродвигуна вентилятора N .

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V_p, \text{ кг/с}$	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$N, \text{ кВт}$	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85

Приклад 8.5. Визначити висоту та діаметр устя димової труби, до якої підключені три котла з розрахунковою витратою палива кожного V_p . Склад палива вказаний в умові прикладу 2.2. Коефіцієнт надлишку повітря перед трубою 1,3. Тяга, яку створює димова труба 150 Па. Температура газів перед димовою трубою $130 \text{ }^\circ\text{C}$, середня температура газів в трубі $120 \text{ }^\circ\text{C}$, температура навколишнього середовища $20 \text{ }^\circ\text{C}$, швидкість газів в трубі 10 м/с, барометричний тиск повітря P_6 . Приведена до нормальних умов густина повітря $1,205 \text{ кг/м}^3$.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V_p, \text{ кг/с}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_6, \text{ кПа}$	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104

9 КОРОЗИЯ В ЕЛЕМЕНТАХ КОТЛА. ОЧИЩЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ВІД ЗАБРУДНЕНЬ

9.1 Різновиди процесів корозії металу

Корозією називають руйнування матеріалу під дією зовнішнього середовища в результаті хімічних та електрохімічних процесів.

Процеси руйнування металів, що є наслідком безпосередньої хімічної взаємодії з навколишнім середовищем відносяться до *хімічної корозії*.

Електрохімічна корозія супроводжується виникненням електричного струму.

Корозія буває загальною та місцевою (рис.9.1).

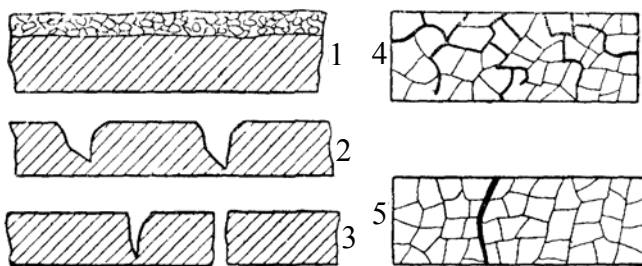


Рисунок 9.1 – Типи корозійних пошкоджень: 1 – рівномірна; 2 – виразкова; 3 – точкова; 4 – інтеркристалітна; 5 – транскристалітна

Загальна (рівномірна) корозія – руйнування металу з більш-менш однаковою швидкістю по всій або майже по всій поверхні, що стикається з агресивним середовищем.

Місцева – руйнування металу на окремих ділянках поверхні. Місцева корозія буває виразкова, точкова, міжкристалітна,

транскристалітна і вибіркова.

Виразкова корозія виникає на окремих ділянках, але на велику глибину. При діаметрі виразок 0,2...1 мм її називають *точковою*.

Руйнування металу по межах зерен (конгломератів кристалів металу) називають *інтеркристалітною* корозією. При цьому міцність металу знижується і виникають тріщини.

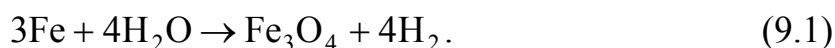
При *транскристалітній* корозії тріщини приходять через зерна металу.

Процес *вибіркової* корозії може проходити на поверхні сплавів. Він супроводжується видаленням з сплаву будь-якого компонента.

Всі види корозійних пошкоджень, крім вибіркової корозії, можуть мати місце в котельних агрегатах. При цьому звичайно спостерігається поєднання декількох видів пошкоджень. Швидкість протікання рівномірної і виразкової корозії визначається за зменшенням ваги кородуючого елемента ($\text{г/м}^2 \cdot \text{рік}$) або за глибиною проникнення пошкоджень в товщу металу (мм/рік).

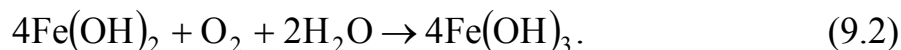
Допустима швидкість протікання корозії вибирається виходячи з того, що втрата механічної міцності елемента не повинна наступати раніше кінця його нормального терміну служби, а продукти корозії, що утворюються не порушуватимуть роботу цього і розташованих за ним інших елементів. Крім того, повинно враховуватись збільшення домішок у воді (окисли заліза), що призводить до збільшення накипоутворення.

Пароводяна корозія є прикладом хімічної корозії і полягає у окисленні заліза водяною парою



Цей вид корозії можливий лише в пароперегрівниках. За температур нижче 500 °С вона незначна. Але швидко посилюється із збільшенням температури. Для зменшення впливу такої корозії використовують леговані присадки – молібден, хром, нікель.

Найбільшу **електрохімічну** корозію викликають водень та кисень. Крім того, кисень окислює плівку на поверхні металу, перетворюючи її в малорозчинну речовину



Таким чином, основною умовою захисту від електрохімічної корозії є якісна деаерація живильної води.

Киснева корозія найбільш розповсюджена на поверхнях економайзера. Тому мінімальною швидкістю води в економайзері вважають 0,3 м/с.

Лужна корозія інтенсивно відбувається при високих температурах і високих концентрація NaOH.

Корозійна втома – специфічна форма пошкоджень, пов'язана із одночасною дією корозії і теплових напружень. В такому випадку виникають транскристалітні тріщини.

Лужна крихкість металу пов'язана із одночасним впливом трьох факторів:

- наявність високих механічних напружень;
- наявність нещільності через яку відбувається глибоке упарювання води;
- наявність агресивних складових у воді.

Такий різновид корозії притаманний місцям з'єднання екранних труб з барабаном.

9.2 Високотемпературна корозія

В результаті дії продуктів згорання високої температури на поверхні металу утворюється оксидна плівка. При високій температурі металу процес утворення окалини посилюється. Найінтенсивніша високотемпературна корозія має місце за наявності сірчистих з'єднань в продуктах згорання.

В області високих температур газів при зіткненні газів з гарячими поверхнями нагріву утворюється SO_3 з SO_2 за наявності локальних надлишків кисню, нагрітий до високої температури метал пароперегрівника слугує каталізатором. За наявності оксидів сірки в газах відбувається з'єднання їх з лужними компонентами золи і утворення сульфідів, які руйнують діють на захисну плівку окалини.

Наявність в золі палива оксиду ванадію V_2O_5 також посилює газову високотемпературну корозію, Зокрема, в мінеральних домішках мазуту вміст оксиду ванадію сягає 70 % в перерахунку на V_2O_5 .

Зазвичай ванадієва високотемпературна корозія спостерігається на трубках пароперегрівників котлів високого і надвисокого тиску і на поверхні сталевих неохолоджуваних деталей, що знаходяться в області високих температур газів.

Небезпека ванадієвої корозії може бути знижена шляхом збільшення швидкості газового потоку і заходів щодо зменшення відкладення золи або захисту трубок, наприклад, графітними покриттями.

9.3 Низькотемпературна корозія

Низькотемпературна корозія виникає при конденсації на поверхні нагріву водяної пари і утворенні рідкої плівки, що є електролітом. Конденсація водяної пари виникає при температурі поверхні нагріву нижче за температуру точки роси, яка визначається парціальним тиском водяної пари в продуктах згорання.

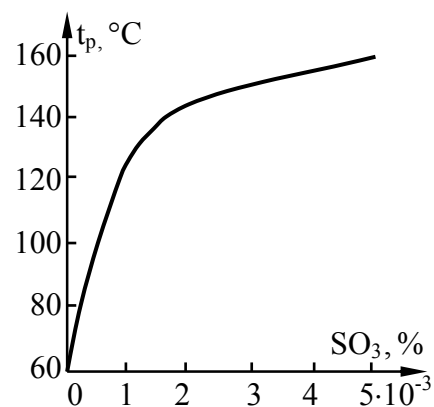


Рисунок 9.2 – Залежність температури точки роси від вмісту SO_3 в продуктах згорання

Такий тиск підвищується із збільшенням вологості палива і вмісту в ньому водню. Наприклад, температура точки роси в продуктах згорання вугілля АШ складає 27...28 °C, бурого вугілля 45...55 °C, мазуту 44...45 °C і природного газу 54...55 °C.

Наявність в продуктах згорання SO_2 і SO_3 підвищує температуру точки роси до 100...110 °C (рис. 9.2). Для особливо сірчис-

тих палив температура точки роси може підвищуватись до 150 °С.

За наявності водяної пари і сірчистих з'єднань в продуктах згорання утворюється пароподібна система $H_2O-H_2SO_4$.

Температуру точки роси продуктів згорання твердих палив можна визначити за емпіричною залежністю [8]

$$t_p = t_k + \frac{125 \cdot \sqrt[3]{4190 \cdot S^p / Q_H^p}}{1,05^{4190 \cdot a_{\text{вин}} \cdot A^p / Q_H^p}}, \quad (9.3)$$

де A^p , S^p – зольність та сірчистість палива, %;

t_k – температура конденсації водяної пари з продуктів згорання, °С;

$a_{\text{вин}}$ – частка виносу золи з топки, яку для шарового спалювання приймають 0,1...0,3, а для камерного – 0,8...0,95.

Температура конденсації водяної пари визначається за парціальним тиском пари в продуктах згорання

$$t_k = f(r_{H_2O} \cdot p), \quad (9.4)$$

де $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_r$ – частка водяної пари в продуктах згорання;

p – тиск продуктів згорання, МПа.

Конденсація чистої водяної пари при температурі поверхні нижче за точку роси за відсутності вмісту в газах сірчистих з'єднань може викликати кисневу корозію у повітропідігрівнику, розташованому в області низьких температур, і в результаті призвести до наскрізного роз'їдання труб і перетікання повітря в газове середовище. Наявність в газах сірчистих з'єднань і конденсація на поверхнях нагріву рідкої плівки, що містить H_2SO_4 , активізують корозію.

При роботі на твердому сірчистому паливі в зоні температур 70...110 °С швидкість корозії не перевищує 0,2 мм/рік, а при спалюванні сірчистого мазуту швидкість корозії істотно вища.

Найбільш активно низькотемпературна корозія проявляється у повітропідігрівниках та економайзерах парових котлів і останніх конвективних пучках водогрійних котлів. Там мають місце найнижчі температури нагрівного і нагріваного теплоносіїв.

Низькотемпературна корозія поверхні нагріву відбувається за умови

$$t_{\text{ст}} < t_p + (5...20) \text{ °С}. \quad (9.5)$$

Температура стінки (Temperature of wall) труби визначається з балансу теплоти внутрішньої і зовнішньої її поверхні, °С

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{тн}} + \frac{q'' - t_{\text{тн}}}{1 + \alpha_{\text{тн}} / \alpha_r} = q'' - \frac{k}{\alpha_r} (q'' - t_{\text{тн}}), \quad (9.6)$$

де ϑ'' , t_{TH} – температура газів на виході і теплоносія на вході в елемент котла, °С;

$\alpha_{\text{Г}}$, α_{TH} , k – коефіцієнти тепловіддачі зі сторони газів і теплоносія і коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К).

З виразу (9.6) виходить, що температуру стінки можна підвищити за рахунок збільшення температури теплоносія на вході і зменшення α_{TH} . Зменшення α_{TH} є неефективним методом, оскільки вимагає збільшення площі поверхні нагріву і не виправдовується в експлуатації.

Підвищення температури повітря проводять за рахунок рециркуляції (Recirculation) гарячого повітря або попереднього підігріву повітря (рис. 9.3).

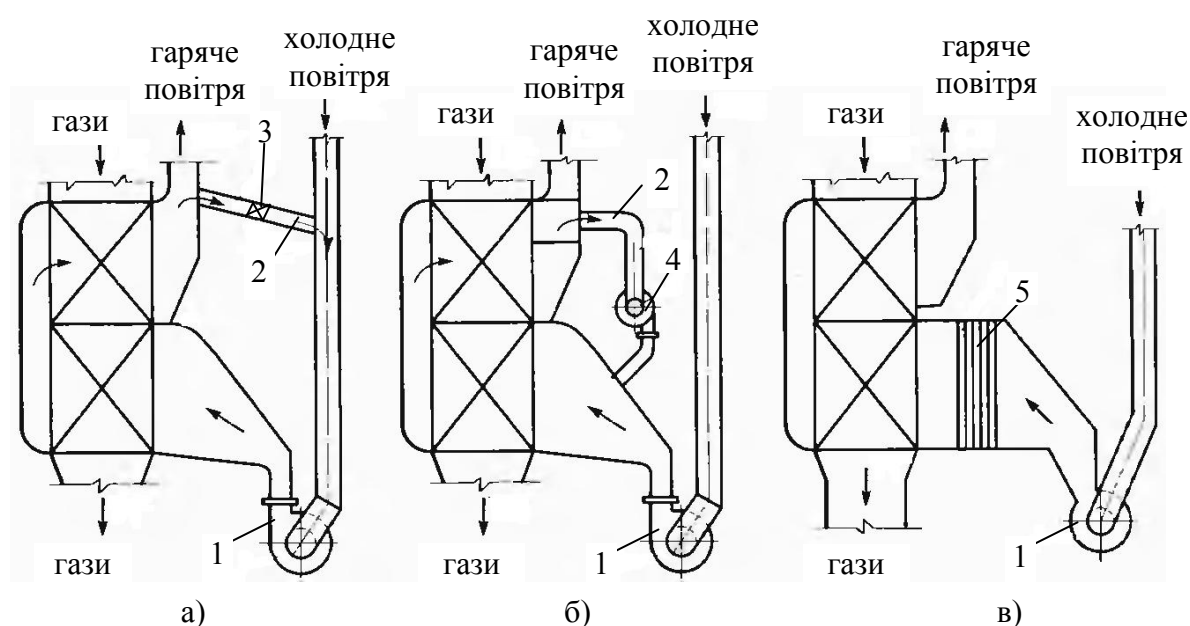


Рисунок 9.3 – Схеми підвищення температури повітря перед повітропідігрівником: а – рециркуляція із регулюванням шибером; б – рециркуляція із використанням спеціального вентилятора; в – з паровим калорифером; 1 – дуттьовий вентилятор; 2 – короб рециркуляції; 3 – шибер; 4 – вентилятор рециркуляції; 5 – паровий калорифер

Рециркуляція повітря знижує температурний напір у повітропідігрівнику, підвищує температуру відхідних газів і витрату електроенергії на дуття. При застосуванні окремого вентилятора для рециркуляції повітря завантаження дуттьового вентилятора залишається сталим і витрата електроенергії на рециркуляцію повітря дещо зменшується.

На рис. 9.3, в показана схема підігріву повітря, що надходить у повітропідігрівник, в паровому теплообміннику. Він встановлюється між напірною стороною дуттьового вентилятора і вхідним ступенем повітропідігрівника. Це трубчастий теплообмінник, в який надходить відпрацьована в турбіні пара з температурою біля 120 °С. В цьому випадку є економія електроенергії в порівнянні з рециркуляцією і регенерація теплоти в схемі ТЕС

призводить до підвищення ефективності циклу. Паровий підігрів повітря при пропуску постійної кількості пари через підігрівник забезпечує більш високий підігрів повітря при пусках і зупинках котла, що зменшує корозію і в цих режимах.

В котлах малої потужності на газовому паливі використовують теплоту конденсації водяної пари, причому ККД котла підвищується на 7...10 %. Але для цього хвостові поверхні виконують з корозійностійких матеріалів – нержавіючої сталі, сплавів тощо.

9.4 Очищення поверхонь від забруднень

При експлуатації котла для очищення поверхонь (Cleaning of surfaces) нагріву екранів застосовують парове, пароводяне обдування, а також вібраційне очищення.

Для конвективних поверхонь нагріву використовують парове і пароводяне обдування, вібраційне, дробове і акустичне очищення або самообдування.

Найбільше розповсюдження мають парове обдування і дробове очищення. Для ширм і вертикальних пароперегрівників найефективнішим є вібраційне очищення. Також застосовують поверхні нагріву, що самообдуваються, з малим діаметром і кроком труб, при яких поверхні нагріву безперервно підтримуються чистими.

Парове обдування. Очищення поверхонь нагріву від забруднень може проводитися за рахунок динамічної дії струменів води, пари, пароводяної суміші або повітря. Дієвість струменів визначається їх далекобійністю.

Найбільшу далекобійність і термічний ефект, що призводить до розтріскування шлаку, має струмінь води. Проте обдування водою може викликати переохолодження труб екранів і пошкодження їх металу.

Повітряний струмінь має низьку швидкість. Застосування повітряного обдування ускладнено необхідністю встановлення потужних компресорів.

Найбільш поширене обдування із застосуванням насиченої і перегрітої пари. Струмінь пари має невелику далекобійність, але при тиску більше 3 МПа її дія достатньо ефективна. При тиску пари 4 МПа видаляються крихкі і щільні золіві та оплавлені шлакові відкладення.

Вібраційне очищення. Вібраційне очищення засноване на тому, що при коливанні труб з великою частотою порушується зчеплення відкладень з металом поверхні нагріву. Найбільш ефективно вібраційне очищення вільно підвішених вертикальних труб-ширм і пароперегрівників. Для

вібраційного очищення переважно застосовують електромагнітні вібратори. Вібрація труб, що очищаються, здійснюється за рахунок ударів по тязі з частотою 3000 ударів в хвилину, амплітуда коливань 0,3...0,4 мм

Дробоочищення. Дробоочищення застосовується для очищення конвективних поверхонь нагріву за наявності на них ущільнених і зв'язаних відкладень. Очищення відбувається в результаті використання кінетичної енергії падаючих на поверхні чавунних дробин діаметром 3...5 мм.

Схема пристрою для дробоочищення наведена на рис. 9.4. У верхній частині конвективної шахти котла поміщаються розкидачі, які рівномірно розподіляють дріб по перерізу газоходу. При падінні дріб збиває золу, що осіла на трубах, а потім разом з нею збирається в бункерах, розташований під шахтою. З бункерів дріб разом із золою потрапляє в збірний бункер, з якого живильник подає їх в трубопровід, де маса золи з дробом підхоплюється повітрям і виноситься в дробовловлювач, з якого дріб по рукавах знов подається в розкидачі, а повітря разом з частинками золи прямує в циклон, де відбувається їх розділення. Транспортування дробу відбувається за рахунок інжектора, вакуум-насоса або від компресора.

Імпульсне очищення. Засноване на ударній дії хвилі газів. Пристрій для імпульсного очищення являє собою камеру, внутрішня порожнина якої з'єднана з газоходами котла, в яких розташовані конвективні поверхні нагріву. В камеру горіння періодично подається суміш горючих газів з окислювачем, яка запалюється іскрою. При вибуху суміші в камері підвищується тиск і хвилі газів, що утворюються, очищають поверхні нагріву від забруднень.

Контрольні запитання

1. Наведіть та проаналізуйте основні види корозії металу елементів котла.
2. Поясніть суть корозійної втоми та лужної крихкості.
3. Поясніть процеси високотемпературної корозії.
4. Поясніть умови виникнення низькотемпературної корозії, як на неї впливає сірчистість палива.
5. Проаналізуйте основні методи зменшення низькотемпературної корозії в повітропідігрівниках.
6. Наведіть основні методи очищення поверхонь нагріву.
7. Поясніть, як відбувається дробоочищення поверхонь нагріву.

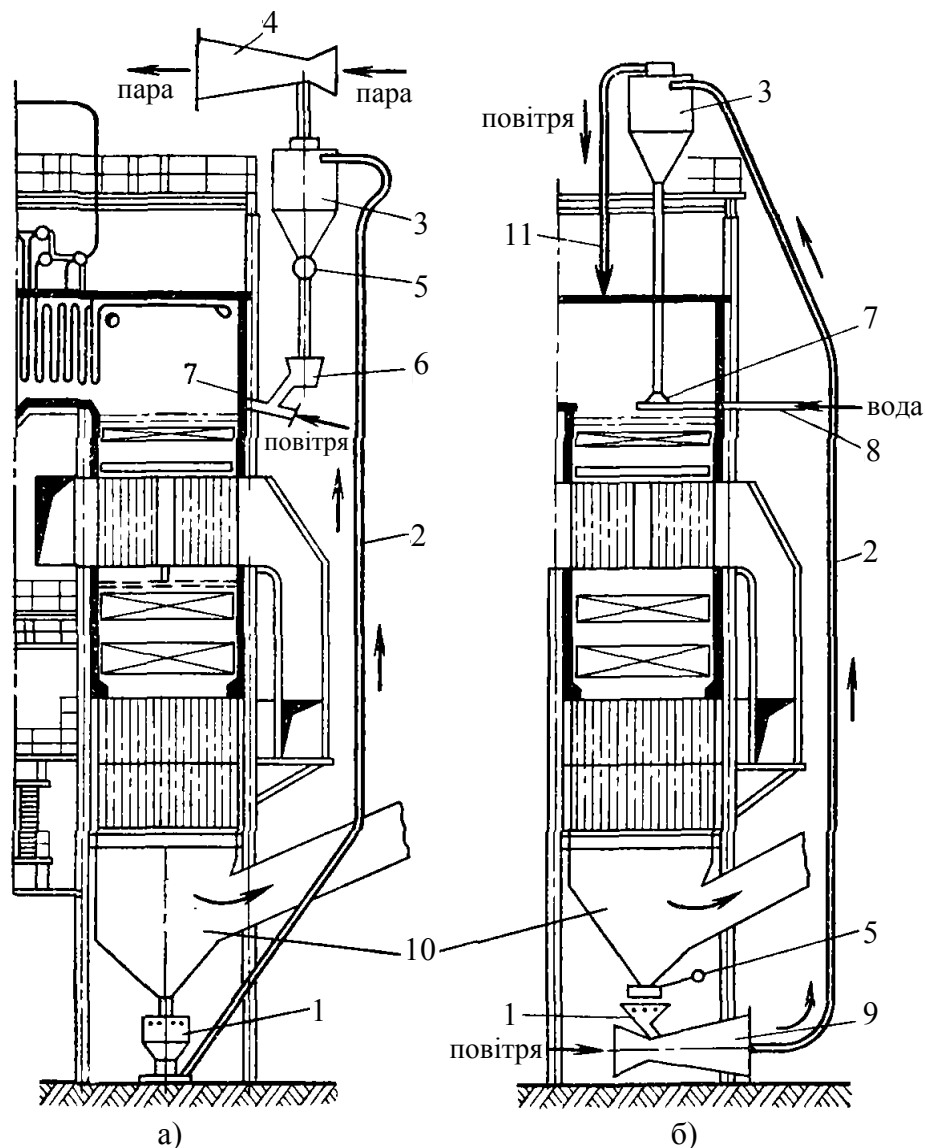


Рисунок 9.4 – Схеми дробоочищувальних установок: а – з розрідженням; б – під тиском; 1 – бункер дробу; 2 – трубопровід подавання дробу; 3 – дробовловлювач; 4 – ежектор; 5 – клапан; 6 – тарілчастий живильник; 7 – розкидач дробу; 8 – підведення охолоджувальної води; 9 – інжектор; 10 – вихід газів; 11 – вихід повітря

Приклади розв'язання задач

Приклад 9.1. Визначити температуру точки роси продуктів згорання відходів деревини в шаровій топці, якщо теплота згорання палива складає 14300 кДж/кг, зольність палива $A^p = 1\%$, вміст сірки $S^p = 0,1\%$. Частка водяної пари в продуктах згорання 0,14. Тиск продуктів згорання 0,1 МПа. Частка виносу золи $a_{\text{вин}} = 0,2$.

Розв'язання

За (9.4), використовуючи таблиці термодинамічних властивостей води і водяної пари визначимо температуру конденсації водяної пари, °С

$$t_k = f(0,14 \cdot 0,1) = 52,6.$$

Температура точки роси продуктів згорання за (9.3), °С

$$t_p = t_k + \frac{125 \cdot \sqrt[3]{4190 \cdot S^p / Q_H^p}}{1,05^{4190 \cdot a_{\text{вин}} \cdot A^p / Q_H^p}} = 52,6 + \frac{125 \cdot \sqrt[3]{4190 \cdot 0,1 / 14300}}{1,05^{4190 \cdot 0,2 \cdot 1 / 14300}} = 91,0.$$

Приклад 9.2. Визначити можливість конденсації водяної пари продуктів згорання за умов попереднього прикладу в конвективному пучку водогрійного котла, якщо температура води на вході в пучок складає 70 °С, температура газів на виході 150 °С, коефіцієнт теплової ефективності пучка прийняти 0,7.

Розв'язання

Для конвективних пучків коефіцієнт теплопередачі визначається за (5.9). Враховуючи цей вираз запишемо формулу (9.6) для температури стінки у вигляді, °С

$$t_{\text{ст}} = \vartheta'' - \psi \cdot (\vartheta'' - t_b) = 150 - 0,7 \cdot (150 - 70) = 94.$$

Згідно з умовою (9.4) можна зробити висновок, що на трубах конвективного пучка може відбуватись низькотемпературна корозія.

Задачі для самостійної роботи

Приклад 9.3. Визначити можливість низькотемпературної корозії в повітропідігрівнику котла, в камерній топці якого спалюється вугілля з $A^p = 20\%$, $S^p = 7\%$, $Q_H^p = 21$ МДж/кг. Частка водяної пари в продуктах згорання $r_{\text{H}_2\text{O}}$. Тиск в газозоді 0,1 МПа. Температура газів ϑ'' , холодного повітря 20 °С. Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони газів 60 Вт/(м²·К), а зі сторони повітря – 40 Вт/(м²·К). Частка виносу золи $a_{\text{вин}} = 0,1$.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ϑ'' , °С	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$r_{\text{H}_2\text{O}}$	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	0,24	0,26

10 ШКІДЛИВІ ВИКИДИ ПРИ РОБОТІ КОТЛА

10.1 Класифікація шкідливого впливу на навколишнє середовище

Під час роботи джерел енергії присутні такі фактори шкідливого впливу на навколишнє середовища:

- використання атмосферного кисню та викидання продуктів повного спалювання CO_2 , H_2O ;
- теплові викиди;
- шум;
- шкідливі викиди в атмосферу.

Для зменшення *використання атмосферного кисню* та викидання продуктів повного спалювання необхідно:

- підвищувати ККД обладнання, тобто виробляти теплоту за рахунок спалювання меншої кількості палива;
- зменшувати металомісткість та габарити обладнання, що дозволить економити паливо в процесі виробництва матеріалів та монтажу обладнання;
- використовувати менш енергоємні матеріали для виробництва обладнання та монтажних робіт.

Теплові викиди пов'язані з високою температурою продуктів згорання, шлаку, а також ступенем теплоізоляції захисних конструкцій обладнання.

Шум є більш впливовим фактором для котлоагрегатів великої та середньої потужності. При роботі водогрійних котлів малої потужності та опалювальних апаратів шум не перевищує допустимих значень.

Шкідливими викидами (Harmfull trop landing) в атмосферу під час спалювання палива є:

- частинки незгорілого палива;
- окисли азоту (Oxides of nitrogen) NO та NO_2 (паливні, швидкі, термічні);
- окисли сірки SO_2 , SO_3 ;
- сажа C ;
- зола;
- продукти неповного згорання CO , C_mH_n , H_2 тощо;
- канцерогенні речовини (1,2 бензопірен $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ та ін.).

Відомо, що забруднення атмосферного повітря окислами сірки та азоту, що пов'язані з діяльністю людини, складають лише 7 % та 50 % від загальної їх кількості, але штучні викиди характеризуються значною нері-

вномірністю розподілу, тому великим містам та промисловим центрам відповідають найбільші рівні забруднення атмосферного повітря.

10.2 Методи зменшення шкідливих викидів

Програми та заходи щодо зменшення шкідливих викидів при спалюванні палива не є збитковими. Оскільки забруднення повітря погіршує стан здоров'я людей, їхню продуктивність праці, знижує продуктивність та плодovitість худоби та птиці, отруєє рослини, особливо фруктови, пришвидшує корозію металевих поверхонь в 10...20 разів.

Всі котли та інші паливоспалювальні установки, що сертифікуються в Україні, проходять перевірку щодо відповідності екологічних показників, в тому числі з концентрації викидів NO_x та CO.

Існує чотири основних способи зменшення шкідливих викидів:

- очищення палива та окислювача від складових, що можуть утворювати шкідливі речовини;
- стримування утворення шкідливих речовин;
- випалювання шкідливих речовин;
- очищення димових газів від шкідливих речовин, що утворилися під час спалювання палива.

Під час спалювання палива, а особливо природного газу та біогазу, на перше місце виходять **окси́ди азоту** NO_x ($NO + NO_2$).

В атмосфері NO_2 (газ червоного кольору) зменшує прозорість повітря та кількість ультрафіолетового випромінювання, що падає на Землю. Це призводить до виникнення „смогів”. Крім того, при наявності озону він окислюється до NO_3 і може бути причиною „кислотних дощів”.

До основних методів **стримування утворення NO_x** можна віднести методи, суть яких полягає у зменшенні температури в зоні горіння і концентрацій реагуючих речовин:

- рециркуляція охолоджених газів;
- двостадійне спалювання палива;
- зменшення коефіцієнта надлишку повітря в топці;
- подавання води або пари в зону горіння;
- перерозподіл теплової потужності між пальниками і вирівнювання температур в топці;
- збільшення тепловіддачі в районі амбразури пальника;
- встановлення двосвітних екранів в топці;
- використання проміжних випромінювачів в топці.

До основних методів **очищення газів від NO_x** відносять:

- амміачно-каталітичне очищення;
- введення аміаку в газохід з температурою 850...1200 °C;
- окислення до N_2O_5 , а потім розчинення в воді.

Біля 50 % всіх *оксидів сірки* (SO_2 , SO_3) утворюються в котлоагрегатах, металургії та нафтопереробці, а збитки від таких викидів складають біля 55 % від загальних збитків від забруднення атмосфери.

При контакті з водяною парою в атмосфері SO_2 та SO_3 утворюють сірчану та сірчасту кислоту, що спричиняє погіршення здоров'я людини, зниження прозорості атмосфери, руйнування сталевих конструкцій, зменшення врожайності сільськогосподарських культур.

Найбільші викиди окислів сірки присутні при спалюванні високосірчистого вугілля та мазутів. При роботі на природному газі вміст SO_2 у відхідних газах незначний або взагалі відсутній.

Основні методи *очищення палива* від сполук сірки:

- поглинання H_2S оксидом заліза;
- введення присадок до палива;
- відбракування палив з вмістом сірки $S^p > 1\%$.

Для *очищення продуктів згорання* від SO_2 , SO_3 використовують такі методи:

- зрошення димових газів в скрубєрі вапняним молоком;
- аміачно-циклічний метод;
- вдування в топку $\text{CaCO}_3 \cdot \text{MgCO}_3$;
- окиснення на ванадієвому каталізаторі;
- окиснення озоном;
- содовий або миш'яково-содовий метод.

Як відомо, *сажа* – тверді частинки розміром 10...350 нм, які містять до 90 % вуглецю. Це є продукт неповного згорання вуглеводневих палив або термічного розкладання вуглеводнів. З одного боку, сажа є корисний продукт, що використовується в хімічній промисловості, поліграфії тощо, з іншого – шкідливий викид в атмосферу. Сажа містить канцерогенні елементи, на її поверхні відбувається перетворення SO_2 в SO_4^{2-} та NO_x та NO_3^- .

В більшості випадків утворення сажі і пов'язаний з цим хімічний та механічний недопал є наслідком особливостей схемно-режимної організації спалювання. Це можливо при суттєвій нестачі окисника $\alpha \ll 1$ або при неякісному перемішуванні палива та окисника з утворенням локальних зон з $\alpha < 1$.

З одного боку, із ростом температури зростає швидкість утворення сажі в зв'язку з процесами термічного розкладання вуглеводнів, з іншого – покращується окиснення C_xH_y . Можна вважати, що сажа – проміжний продукт спалювання, оскільки при правильній організації горіння утворені частинки сажі при достатній температурі, присутності окисника та водню окиснюються з утворенням CO та CO_2 .

Зола – тверді частинки, які утворюються в димових газах внаслідок присутності мінеральних домішок в паливі (зольності палива A^p). При спа-

люванні рідких і особливо газових палив концентрація золи в газах незначна, в 10...100 разів менша, ніж для твердих палив.

Оксис вуглецю CO – високотоксична речовина, яка добре реагує з гемоглобіном, що призводить до отруєння організму. Найбільші викиди супроводжують роботу бензинових і дизельних двигунів та підприємств чорної металургії.

Питомі викиди CO при спалюванні природного газу в котлах малої потужності достатньо високі, в порівнянні з роботою великих котлоагрегатів. Це призводить до суттєвої нерівномірності викидів і збільшення концентрації CO в густонаселених місцях.

Зменшення викидів CO досягається покращенням сумішоутворення та рівномірним розподілом температур в топці. Слід відзначити, що більшість методів стримування утворення NO_x призводять до підвищення концентрації CO у відхідних газах. Винятком є методи вприскування води і пари, оскільки введення додаткової кількості H_2O призводить до утворення надлишкових радикалів OH і покращення окиснення CO.

Канцерогенні речовини, що, в основному, виділяються при спалюванні палива можна показати на прикладі бензопірену $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$.

Цей вуглеводень утворюється при різкому охолодженні димових газів під час піролізу метану при температурі більше 600°C .

Процеси утворення канцерогенних речовин напряму пов'язані із погіршенням якості спалювання та сажоутворенням. Крім того, відомо, що утворення $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ відбувається на поверхні частинок золи та сажі. Викид канцерогенних речовин суттєво залежить від виду палива: при спалюванні природного газу він в 10 разів менший, ніж для твердого палива, а залежність вмісту бензопірену від надлишку повітря в топці має екстремальний характер, мінімум якого відповідає $\alpha \approx 1,10$.

Контрольні запитання

1. Наведіть та проаналізуйте основні види шкідливого впливу котлоагрегатів на навколишнє середовище.
2. Поясніть особливості утворення оксидів азоту у продуктах згорання та методи зменшення їх концентрації.
3. Поясніть особливості утворення оксидів сірки та методи зменшення їх концентрації.
4. Поясніть шкідливий вплив золи та сажі на навколишнє середовище. Проілюструйте прикладами.
5. Зіставте і проаналізуйте методи зменшення викидів NO_x та CO.
6. Поясніть особливості утворення канцерогенних речовин та методи їх зменшення.

7. Наведіть основні методи зменшення шкідливих викидів при роботі котлів.

11 ВОДОГРІЙНІ КОТЛИ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ

За видом енергоносія сучасні водогрійні котли малої потужності (Hot water boilers of small power) (ВКМП) поділяються на газові, твердопаливні, рідкопаливні, універсальні, а також електричні. Аналіз ринку опалювального обладнання показав, що найбільшого розповсюдження в нашій державі набули газові і твердопаливні ВКМП.

11.1 Котли на газовому паливі

Українські виробники пропонують на ринку опалювальної техніки газові ВКМП, які за конструктивними і функціональними ознаками можна поділити на такі види:

- за методом встановлення – підлогові, які стаціонарно встановлюються на підлозі, та настінні, які навішуються на стіні за допомогою анкерних болтів;
- за матеріалом, з якого виготовлений теплообмінник – зі сталевим, чавунним і мідним теплообмінником;
- за типом пальників – з атмосферними і вентиляторними пальниками;
- за принципом відведення продуктів згорання – димохідні з відкритою камерою згорання та відведенням димових газів через вертикальний димохід, парапетні (з природною циркуляцією) і турбокотли (з вентилятором) із закритою камерою згорання та відведенням продуктів згорання назовні через зовнішню стіну з допомогою спеціального горизонтального коаксіального (двоканального) металевого димоповітропроводу, який входить у комплект котла;
- за кількістю виконуваних функцій – однофункційні (одноконтурні), призначені тільки для опалення, і двофункційні (двоконтурні), які забезпечують підігрів води як для системи опалення, так і для системи гарячого водопостачання (рис. 11.1);
- водотрубні, жаротрубні, водотрубно-жаротрубні.

Основна частина газових ВКМП використовує інжекційні пальники (рис. 11.2), в яких не регулюється співвідношення газ – повітря при зміні тиску газу.

Тому для стійкого і повного горіння палива підтримується коефіцієнт надлишку повітря 1,3...1,6.

В результаті такі котли мають ККД до 90 %.

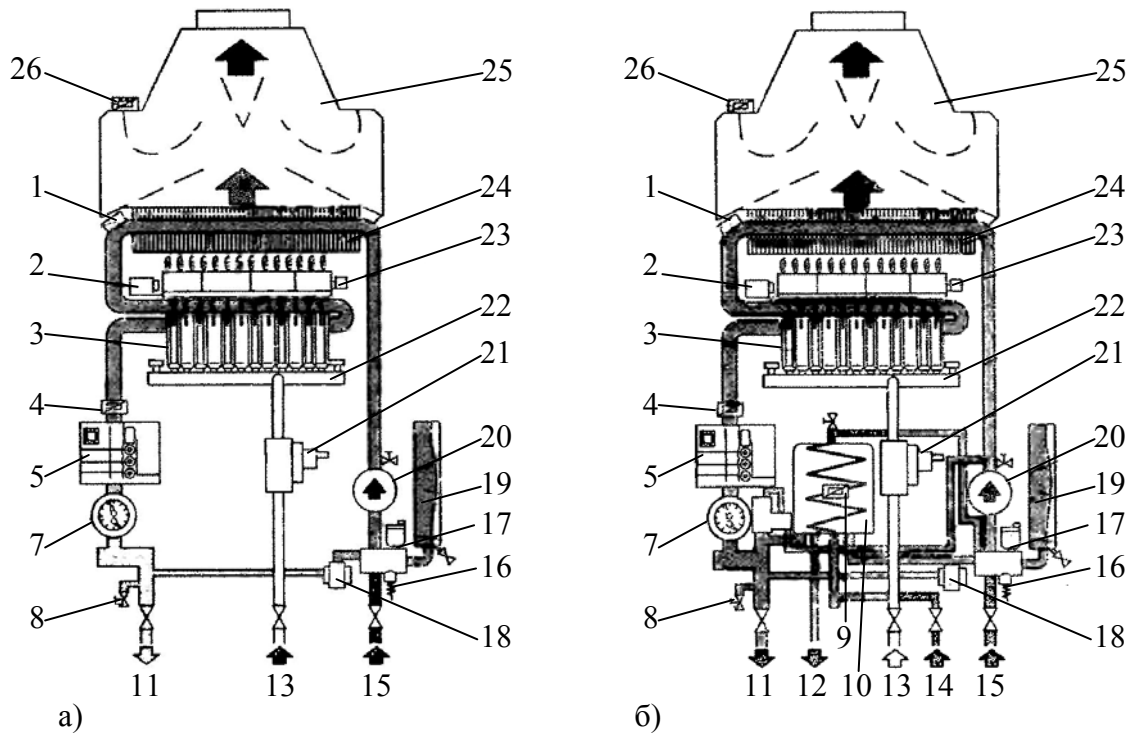


Рисунок 11.1 – Принципова схема настінного одноконтурного (а) та двоконтурного (б) котла: 1 – запобіжник для обмеження температури води; 2 – запальювальний електрод; 3 – газовий пальник; 4 – температурний датчик; 5 – регулятор котла; 7 – датчик температури і тиску; 8 – кран; 9 – датчик гарячої води; 10 – теплообмінник гарячої води; 11 – подавальний трубопровід; 12 – гаряча вода; 13 – газопровід; 14 – холодна вода; 15 – зворотний трубопровід; 16 – запобіжний клапан; 17 – повітровідвідник; 18 – перепускний вентиль; 19 – розширювальний бак; 20 – насос; 21 – газовий клапан; 22 – блок пальників; 23 – іонізаційний електрод; 24 – теплообмінник; 25 – газохід; 26 – датчик тяги

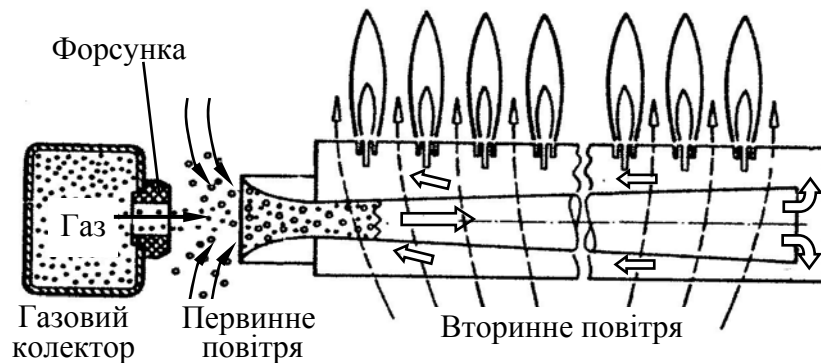


Рисунок 11.2 – Конструкція інжекційного пальника ВКМП

Підвищення енергетичної та екологічної ефективності ВКМП можна досягти за рахунок таких заходів:

- використання двоступеневих та модульованих мікрофакельних та інфрачервоних пальників для економії палива, покращення процесів горіння і зменшення шкідливих викидів;
- використання насосів для вимушеної конвекції води в котлі для зменшення габаритів та металоємності котла і виключення можливості закипання води в котлі;
- підвищення рівня автоматизації пальника та котла в цілому для покращення експлуатаційних характеристик, зменшення витрат палива;
- використання сплавів та легованих сталей для збільшення терміну роботи котла, особливо на біогазі і для зменшення витрат палива за рахунок використання теплоти конденсації пари з відхідних газів;
- збільшення екранування топок для зменшення габаритів котла та шкідливих викидів при спалюванні;
- попередній підігрів повітря для якісного спалювання палива;
- якісна організація водно-хімічного режиму для зменшення накипоутворення.

11.2 Котли на твердому паливі

В нашій країні котли на твердому паливі частіше застосовуються в районах з низьким рівнем газифікації, для опалення будинків, дач, приміщень побутового призначення. Застосування такого обладнання доцільне як з економічної точки зору, так і екологічної. За кордоном котли на різних видах твердого палива отримують все більше розповсюдження як альтернатива установкам на імпортованих енергоносіях – природному газі та рідкому паливі.

На сьогоднішній день є різні моделі ВКМП на твердому паливі. Котли з переднім завантаженням відрізняються тим, що камера згорання найчастіше становить одне ціле із камерою завантаження. Це дає змогу одночасно спалювати весь об'єм завантаженого палива. Продуктивність таких котлів низька. Окремим недоліком можна виділити необхідність в щоденному розпалюванні, усуненні попелу через кожні кілька днів, очищення, принаймні раз на тиждень димовідвідних каналів. В котлах з верхнім завантаженням камера згорання і камера завантаження розділені. Паливо зсипається з бункера і поступово згорає на колосниковій решітці. Ці котли характеризуються простішим керуванням, вищою продуктивністю, нижчим рівнем викидів шкідливих речовин і меншим виходом попелу.

Котли з автоматичною подачею палива характеризуються кращою енергетичною ефективністю. В них паливо засипається у бункер, встанов-

лений поруч із котлом, із якого за допомогою подавального пристрою транспортується до вмонтованої у котел спеціальної камери згорання. Відповідна ємність бункера уможлиблює роботу котла без обслуговування до 4 – 5 днів.

Котли на твердому паливі можна поділити на такі типи: класичні (які працюють лише на пряме спалювання твердого палива); універсальні (працюють на твердому, газоподібному і рідкому паливі) і газогенераторні котли (рис. 11.3).

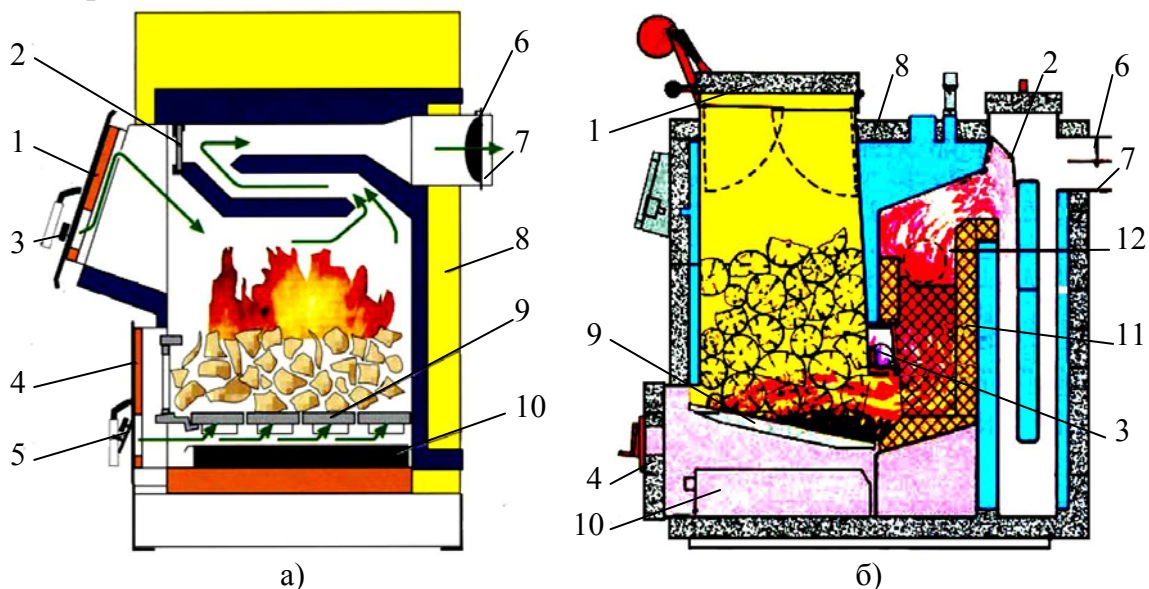


Рисунок 11.3 – Газогенераторний котел з верхнім (а) та нижнім (б) горінням: 1 – люк для завантаження; 2 – засувка; 3 – клапан вторинного повітря; 4 – люк золовидалення; 5 – клапан первинного повітря; 6 – шибер; 7 – газохід; 8 – теплоізоляція; 9 – решітка; 10 – піддон; 11 – кераміка; 12 – камера допалювання

В класичних котлах спалюються різні типи вугілля, деревина, торф, торф'яні і дерев'яні брикети, а також пелети. Деревина спалюється у вигляді дров чи мілкіших частинок (стружка, тирса). Пелети отримують в результаті подрібнення і пресування відходів деревообробної промисловості. Ці гранули мають діаметр 4...10 мм, довжину 20...50 мм і теплоту згорання біля 14,4 МДж/кг. ККД котла, що працює на пелетах сягає 90 %, в той час як при роботі на інших видах твердого палива при прямому спалюванні – 74...85 %.

Універсальні котли мають такі модифікації: робота на твердому паливі з пальниками для газу і рідкого палива; робота на твердому паливі із змінними пальниками для роботи на газоподібному чи рідкому паливі та вбудованим електронагрівником; робота на твердому паливі із вбудованим пальником для рідкого і газоподібного палива та вбудованим електронагрівником.

Перевагою таких теплогенераторів є можливість безперебійного тепlopостачання у разі відсутності одного або декількох видів палива. До недоліків можна віднести високу вартість такого обладнання.

Газогенераторні котли є відносно новими на сучасному ринку опалювального обладнання. Перевагою газогенераторних котлів є високий для такого типу обладнання ККД – до 85...90 % і простота регулювання потужності. Крім того, такі котли екологічно чисті в роботі, в порівнянні з котлами на рідкому паливі. Відмінністю таких котлів від звичайних моделей є те, що в них горить не саме паливо, а газ, що виділяється з палива під впливом високої температури. Газогенераторний котел, як правило, виконується з двокамерною топкою. В першу камеру подається паливо і тільки частина необхідного для повного спалювання повітря ($\alpha < 1$). Тут відбувається часткове спалювання і газифікація палива. У другій камері за рахунок подання вторинного повітря відбувається остаточне допалювання утвореного генераторного газу. При такому згоранні майже не утворюється попіл та сажа. Між камерами розташоване сопло, через яке газ із верхньої камери надходить до нижньої. Один з варіантів виконання газогенераторних котлів – сопло і камера допалювання виконані з жаростійкої кераміки, і складають одне ціле.

Газогенераторні котли мають деякі недоліки: великі габарити; труднощі при спалюванні різнофракційного палива; залежність від електроенергії; більш висока ціна (в 2...4,5 рази більша, ніж класичного котла такої ж потужності).

Низький ККД котлів на твердому паливі пояснюється, в тому числі, високою температурою відхідних газів (150...220 °C). Це пов'язано з необхідністю виключення конденсації смол, які утворюються при спалюванні твердих палив. При газифікації деревини, торфу, бурого вугілля, а також деяких видів кам'яного вугілля виділяється значна кількість смолянистих речовин, які конденсуються при охолодженні газу. Смолянисті речовини важко виділити з газу, оскільки їх дрібні частинки являють собою заповнені газом бульбашки, що легко відносяться потоком газів. Якщо відсутні спеціальні пристрої для уловлювання смол, то в міру проходження димових газів по димоходу і охолодження їх, смоли осідають. Осідання смол призводить до засмічування димоходу, зменшення площі перерізу для проходу газів, а також до загорання димоходу.

Тому для підвищення ККД котлів на твердому паливі необхідно розробляти технології ефективного спалювання палива, отримання безсмоляного газу, ефективного уловлювання смол.

Для виробництва котлів на твердому паливі українські виробники в основному використовують сталь або чавун. За кордоном, крім згаданих матеріалів набули поширення котли з елементами термостійких матеріалів (кераміки, майоліки), що дозволяє збільшити термін використання теплогенератора.

11.3 Теплообмінники водогрійних котлів

Теплообмінники ВКМП можуть бути виготовлені з листової міді (настінні газові котли проточного типу, а також газові колонки), із сталевого листа методом електродугового зварювання, а також з сірого чавуну різного сортаменту із специфічними добавками.

Перевагою сталевих теплообмінників є швидкий нагрів та проста зварна конструкція. Проте така конструкція погано реагує на напруження, що виникають при зміні температури всередині теплообмінника.

Чавунний теплообмінник відрізняється від сталевого конструктивно. Він збирається з порожнистих секцій, скріплених з'єднувальними елементами, які дозволяють теплоносію циркулювати всередині теплообмінника. Завдяки секційній конструкції чавунний теплообмінник не чутливий до деформацій і, як наслідок, змін температури теплоносія у відносно великому діапазоні. Велика маса котла використовується як акумулятор теплоти.

Мідні теплообмінники найчастіше застосовуються в котлах проточного типу. Такі теплообмінники є найкомпактнішими та найлегшими, тому їх використовують для настінних котлів, але погіршення циркуляції води або накип на стінках може призвести до скипання води та прогорання труби.

11.4 Інтенсифікація теплообміну в елементах котлів

Інтенсифікація теплообміну в елементах котла є ефективним способом підвищення надійності та ефективності роботи котла.

Інтенсифікацію теплообміну в елементах котла можна проводити встановленням інтенсифікаторів теплообміну в топці або в газотрубному елементі.

Перший спосіб дає відчутні покращення як теплотехнічних, так і екологічних показників (ККД зростає на 1...3 %, викиди CO зменшуються в 5 раз, NO_x в 2 рази). Як правило, в циліндричну топку встановлюють вторинні випромінювачі, що сприяє кращому теплообміну в топці, а звідси – покращення екологічних показників. Для ВКМП такий спосіб інтенсифікації не використовується, оскільки розміри топки досить малі.

На сьогоднішній день відомі різні способи інтенсифікації теплообміну в конвективних елементах водогрійних котлів: застосування перфорованих поверхонь; багат шарових конвективних поверхонь; оребрення; вставки різної конфігурації.

Закручування потоку в трубах є ефективним методом інтенсифікації конвективного теплообміну і застосовується в котлах. В цьому випадку збільшуються місцеві пристінні швидкості за рахунок додавання тангенціальної швидкості і загальної перебудови течії, що сприяє руйнуванню прикордонного шару і росту інтенсивності тепловіддачі.

Встановлення профільованих поверхонь теплообміну у вигляді кільцевої накатки і скручених стрічок дозволяє знизити температуру відхідних газів до 150...170 °С і підвищити ККД котла до 92...93 % при незначному збільшенні металоємності.

Застосування турбулізуючих вставок (рис. 11.4) дозволяє підвищити інтенсивність теплообміну в 1,2...5,4 раза при збільшенні опору руху газів в 1,13...7 разів (див. табл. 11.1).

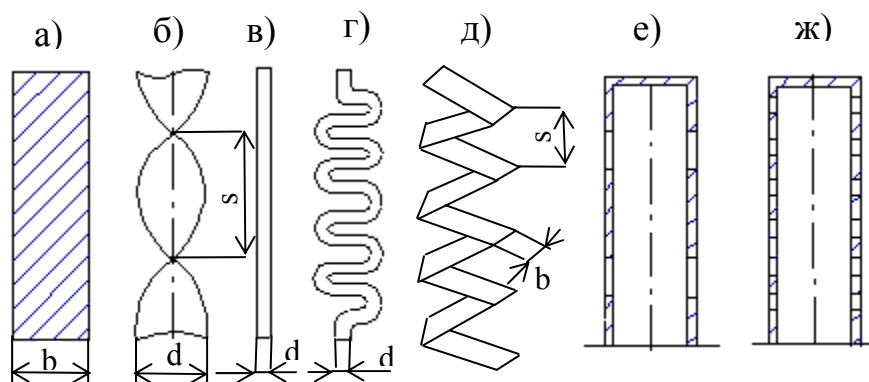


Рисунок 11.4 – Інтенсифікатори теплообміну: а) пластина $b = 42$ мм; б) скручена стрічка $s/d = 4,2$; в) дротова вставка $d = 6$ мм; г) скручений дріт $d = 6$ мм; д) зігнута пластина $b = 20$ мм; $s = 30$ мм; і $b = 33$ мм; $s = 29$ мм; е) вставка з прямокутними щілинами; ж) вставка з круглими отворами

Таблиця 11.1 – Узагальнення результатів дослідження інтенсифікації теплообміну в каналі

Інтенсифікатор	Режим руху повітря			
	ламінальний $Re = 300 - 2300$		перехідний $Re = 2300 - 5500$	
	$Nu_i/Nu_{гл}$	$\Delta P_i/\Delta P_{гл}$	$Nu_i/Nu_{гл}$	$\Delta P_i/\Delta P_{гл}$
1. Пластина	1,67 – 1,79	1,13 – 1,33	1,39 – 1,67	1,16 – 1,33
2. Скручена стрічка $s/d=4,1$	2,16 – 4,36	2 – 2,2	1,66 – 2,16	1,35 – 1,65
3. Зігнута пластина з $b/s=0,67$	2,24 – 3	1,62 – 6	2,24 – 2,27	1,29 - 1,62
4. Зігнута пластина з $b/s=1,13$	3,57 – 5,3	2,64 – 7,79	2,74 – 3,57	2,64 – 2,74
5. Вставка з отворами	1,12 – 1,69	2,77 – 7,8	1,685 – 1,37	2,77 – 4,57
6. Вставка з щілинами	1,98 – 2,11	2,77 – 6,7	1,49 – 2,11	3,26 – 3,8
7. Скручена стрічка			1,55 – 2,66	1,01 – 2,17
8. Шнек			2,01 – 2,66	48 – 60,7
9. Однопропелерна вставка			2,95 – 3,17	10 – 12,63
10. Двопропелерна вставка			1,52 – 2,79	12,9 – 14,9
11. Дротова вставка			1,05 – 2,25	2,51 – 7,07

11.5 Конденсаційні котли

Особливістю конденсаційних котлів (Condensation boilers) є те, що в них використовується прихована теплота конденсації водяної пари, яка міститься у відхідних газах.

При конденсації теплота передається поверхні, що нагрівається. Тепловіддача відбувається на поверхні теплообмінника. Основним принципом є те, що для охолодження відхідних газів нижче температури точки роси використовується зворотна лінія опалювальної системи [9].

Інтенсивність передавання теплоти залежить від виду палива. Співвідношення між вищою теплотою згорання і нижчою для природного газу складає 1,11, для нафтопродуктів 1,06. Ефективність використання теплоти конденсації залежить від температури точки роси. При коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1$, точка роси для природного газу складає близько $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, при $\alpha = 1,6$ – $52\text{ }^{\circ}\text{C}$, при $\alpha = 2$ температура складає $48\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Відхідні гази і вода зворотної лінії опалювальної системи рухаються в теплообміннику зустрічними потоками. При цьому конденсат випадає вниз в напрямку відхідних газів.

Щодо використання конденсаційної котельної техніки можна виділити такі особливості:

- конденсація водяної пари і глибоке охолодження продуктів згорання – єдиний серйозний ресурс економії палива в теплогенераторах різного призначення;
- необхідною умовою конденсації є наявність "холодного джерела", в рекуперативному або поверхневому теплообміннику температура стінки повинна бути нижче точки роси;
- будь-який котел за відсутності рециркуляції гарячої води в зворотну лінію частину опалювального сезону працює в конденсаційному режимі;
- конденсаційний теплообмінник або його конденсаційна частина повинна бути виготовлена з матеріалів, стійких до корозії в слабнокислому середовищі;
- для досягнення більш повної конденсації бажано використовувати спеціальні конструкторські рішення, наприклад, використання розвинених поверхонь нагріву з мінімальною температурою стінки.

Контрольні запитання

1. Наведіть основні конструктивні особливості газових котлів малої потужності.

2. Поясніть принцип дії інжекційного пальника.
3. Наведіть різновиди та основні особливості твердопаливних котлів.
4. Поясніть різницю в конструкціях газогенераторних котлів.
5. Наведіть методи підвищення енергетичної та екологічної ефективності котлів малої потужності.
6. Поясніть переваги використання конденсаційних котлів.
7. Наведіть методи інтенсифікації теплообміну в елементах котла.

12 АВТОМАТИЗАЦІЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ КОТЛОАГРЕГАТУ

12.1 Функції, що виконує система автоматики котла

Системи автоматики (System of automation) сучасних котлів виконують такі функції [10].

Автоматичне регулювання параметрів роботи:

- тиск пари в барабані парових котлів або температури гарячої води для водогрійних;
- витрати повітря на горіння (співвідношення паливо : повітря);
- розрідження в топці;
- температури перегріву пари;
- рівня води в барабані (для парових котлів);

Автоматичний захист котла (автоматика безпеки) відключенням подачі палива за умов таких передаварійних показників:

- підвищення тиску пари для парових котлів і температури гарячої води для водогрійних;
- підвищення або пониження тиску газу перед пальниками;
- пониження тиску повітря перед пальниками;
- пониження розрідження в топці;
- згасання факела;
- підвищення або пониження рівня води в барабані парового котла і відключення циркуляційних насосів для водогрійних котлів;
- вимкнення електроенергії;

Світлова і звукова сигналізація при спрацьовуванні захисту котла.

Дистанційний контроль ряду параметрів, що виносяться на щит управління і контролю. Набір параметрів визначається проектною організацією, як правило, це розрідження в топці, тиск повітря за вентилятором, температура продуктів горіння по димовому тракту, сили струму електродвигунів димососа і вентилятора тощо;

Дистанційне керування напрямними апаратами димососа і вентилятора, живильним клапаном, регулювальним органом на газопроводі;

Пуск котла (напівавтоматичний або автоматичний).

12.2 Схеми регулювання основних параметрів котла

Для парових котлів малої та середньої потужності типу ДКВР, ДЕ, КЕ схемами автоматичного регулювання параметрів передбачено автоматичне регулювання процесу горіння палива і живлення котла водою. При автоматичному регулюванні процесу горіння забезпечуються подача палива в топку в залежності від навантаження котла, підтримка оптимального співвідношення "паливо – повітря" і стійкого розрідження в топці.

Система регулювання подачі палива в топку забезпечує відповідність паровидатності котла паровому навантаженню. В котлах типу ДКВР, ДЕ, КЕ роль регулятора навантаження виконує регулятор тиску пари в барабані котла, що впливає на зміну витрати палива.

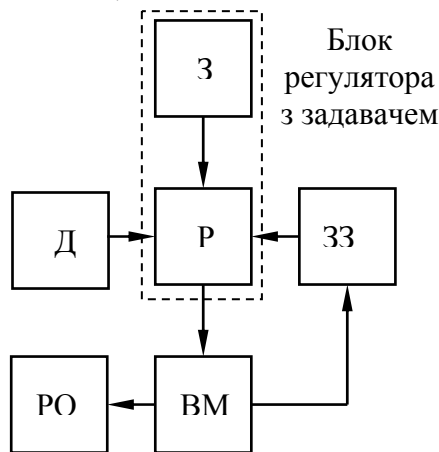


Рисунок 12.1 – Схема регулювання: Д – датчик; Р – регулятор; З – задавач; ЗЗ – зворотний зв'язок; ВМ – виконавчий механізм; РО – регулювальний орган

На рис. 12.1 наведена в загальному вигляді принципова схема автоматичного регулювання параметрів котельного агрегату для вказаних вище систем автоматичного регулювання.

Схема включає регулювальний прилад, в який надходить сигнал від датчика величини, яка регулюється. Датчик – первинний прилад, який сприймає зміну регульованого параметра і перетворює його в електричний сигнал. Функція регулювального приладу – прийняти команду у вигляді електричного сигналу від задавача, порівняти її з електричним сигналом датчика, підсилити наявну різницю електричних сигналів і дати команду на включення виконавчого механізму. Виконавчий механізм впливає на регулювальний орган. Зворотний зв'язок (жорсткий, гнучкий тощо) покращує якість регулювання.

За такою схемою регулюються такі параметри:

- тиск пари в барабані;
- витрата повітря за заданим співвідношенням "паливо – повітря";
- розрідження в топці;
- рівень води в барабані.

Приклад виконання системи автоматичного регулювання параметрів парового котла наведений на рис. 12.2.

12.3 Автоматика безпеки котла

Принципова схема автоматичної системи безпеки котельного агрегату (Automation of safety) наведена на рис. 12.3. Кожний параметр контролюється індивідуальним комплексом приладів і пристроїв. Первинний електроконтактний прилад забезпечує зв'язок з контрольованим середовищем і у разі передаварійного стану розмикає (замикає) контакти кола, вмикаючи проміжне реле.

Проміжне реле у свою чергу включає світлозвукову сигналізацію (сигнальні лампи, табло, дзвінок, сирена). Реле часу, якщо воно включено в дану схему, забезпечує тимчасову затримку, під час якої можна перейти на дистанційне управління і повернути параметри в межі регулювання.

Якщо контрольований параметр не вдалося вивести з передаварійного стану, то реле часу розімкне електричне коло електричного запобіжно-запирного клапана (ЗЗК).

В деяких котлах використовують клапани-відсікачі ПКН (ПКВ), які обладнані електромагнітом, який вмонтовується, як правило, збоку клапана на кронштейні.

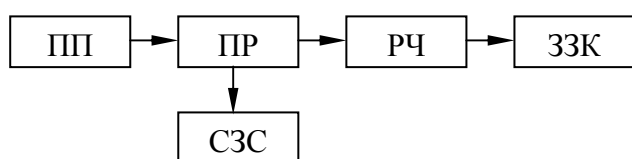


Рисунок 12.2 – Схема системи автоматики безпеки: ПП – первинний прилад; ПР – проміжне реле; СЗС – світлозвукова сигналізація; РЧ – реле часу; ЗЗК – запобіжно-запирний клапан

За наявності електричної напруги на клеммах електромагніт утримує ударний молоточок у зведеному стані. Якщо подача струму на електромагніт припиняється, ударний молоточок падає, клапан закривається, подача газу припиняється.

Для деяких контрольованих параметрів (наприклад, погасання факела) в схемах автоматичної системи безпеки реле часу відсутнє. В цьому випадку досягши попередніх значень таких контрольованих параметрів проміжне реле не тільки вмикає світлову і звукову сигналізацію, але і розмикає коло живлення ЗЗК.

12.4 Загальні положення експлуатації котлоагрегатів

Експлуатація парових і водогрійних котлів виконується відповідно до «Правил устрою і безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів» Держміськтехнагляду, «Правил технічної експлуатації електричних станцій і мереж» (ПТЕ), «Правил безпеки систем газорозподілу і газоспоживання», інструкцій заводів-виробників, а також відповідно до місцевих інструкцій, до числа яких відносяться такі інструкції [10]:

- посадові – визначають права і обов'язки персоналу;
- технічні – визначають умови безпечної і економічної роботи котлів і окремих їх елементів;
- з техніки безпеки – в них указуються необхідні правила і заходи, які є обов'язковими, оскільки забезпечують умови безпечної роботи персоналу;

– аварійні – в них указуються заходи щодо запобігання розвитку і ліквідації аварій;

– інші нормативно-технічні документи.

«Правила устрою і безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів» Держміськтехнагляду розповсюджуються на парові котли з тиском більше 0,07 МПа і водогрійні котли з температурою води більшою 115 °С.

В них визначені вимоги до конструкції, виготовлення, ремонту і матеріалу вказаного устаткування, вказана номенклатура і кількість арматури, вимірної техніки, захистів, приладів автоматики, а також наведені вимоги до обслуговування устаткування.

Котельна установка є небезпечним виробничим об'єктом і тому на неї розповсюджуються вимоги законів про безпеку виробничих об'єктів, попередження аварій і забезпечення готовності організації, що експлуатує небезпечні виробничі об'єкти, до локалізації і ліквідації наслідків можливих аварій.

Експлуатація парових та водогрійних котлів та котельного обладнання полягає в обслуговуванні котельних агрегатів, допоміжного обладнання (подача і підготовка палива, димососів, вентиляторів, насосів, систем золо- та шлаковидалення, газоходів, димових труб). Крім того, на персонал покладена задача експлуатації систем опалення, технічного водопостачання і пожежогасіння, систем продувальних і дренажних трубопроводів, будівель і споруд, організація ремонту.

12.5 Пуск парового котла

Послідовність операцій при пуску котла (Starting of boiler) залежить від його теплового стану після простою – відповідно розрізняють пуск після ремонту або виведення котла з холодного резерву. Режим пуску повинен забезпечити надійність всіх елементів котла при мінімальних витратах палива і втратах води. Пускові режими відпрацьовуються на заводах-виробниках і налагоджувальними організаціями з розробкою графіків пуску з різних теплових станів. Залежно від ступеня охолодження котла після попереднього зупину розрізняють пуски: з холодного, неостигнутого, гарячого станів і з гарячого резерву. Для кожного виду пуску розроблена своя технологія. Пуск з холодного стану проводиться через 3...4 доби і більше після зупину при повному охолодженні котла і втраті в ньому тиску. Пуск за даним режимом починається з найнижчого рівня температур і тиску в котлі і має найбільшу тривалість.

Надійність розпалювання газових пальників з примусовою подачею повітря залежить, головним чином, від щільності шиберів, що регулюють подачу повітря в пальник. Розпалювання кожного зі встановлених пальників повинно здійснюватися від індивідуального запальника, встановленого в запальний отвір. Стійкість полум'я запальника залежить від розрідження в топці і щільності шибера, який регулює подачу повітря в пальник.

При стійкій роботі запальника подача газу в пальник виконується плавно, щоб тиск газу не перевищував 10... 15 % від номінального. Запалювання газу, що виходить з пальника, повинно бути миттєвим.

При внесенні запальника в топку і розпалюванні пальника необхідно дотримуватися особистої обережності, бути в стороні від запального отвору. Після запалювання газу, що виходить з пальника, включають подачу повітря так, щоб світність факела зменшилася, але в той же час не відбулося відриву його від пальника. Для підвищення продуктивності пальника спочатку збільшують на 10... 15 % тиск газу, а потім відповідно підвищують тиск повітря, після чого відновлюють задане значення розрідження в топці. При стійкій роботі першого пальника приступають послідовно до розпалювання решти пальників. Черговість запалення пальників вибирається з таким розрахунком, щоб забезпечити рівномірний розподіл температур в об'ємі топочної камери.

В процесі розпалювання котла з холодного стану необхідно стежити за тепловим розширенням екранів, барабана, колекторів і трубопроводів за встановленими на них реперами. При відставанні прогрівання будь-якого екрана його слід продути через дренажі нижніх колекторів протягом 25 с. При нагріванні котла повинно забезпечуватися вільне переміщення елементів котла для запобігання виникнення додаткових напружень і передчасного руйнування згинів і кутових зварних швів. Під час ремонту повинні бути усунені всі можливі причини затискання екранів в обмурівці холодних воронок, затискання в пісочних компенсаторах і затискання в елементах каркаса.

Особлива увага при пусках котла надається підтриманню заданої температури металу товстостінних (барабана, колекторів, паропроводів, арматури) і найвідповідальніших деталей, швидкості їх прогрівання. Технологія прогрівання залежить від початкового стану цих деталей. Для забезпечення рівномірних температур по периметру барабана (особливо верхньої і нижньої частин) застосовують паровий прогрів, для чого в барабані передбачаються паропроводи в нижній частині, а також встановлюють граничні швидкості підвищення температури насичення води в результаті

збільшення тиску і різниці температур поверхні верхньої і нижньої твірних барабана.

Час пуску із неостигнутого і гарячого станів залежить від залишкового тиску в барабані. В період розпалень і зупинів з метою зниження температурних напружень в барабанах підживлення котлів виконують невеликими порціями.

Під час підняття тиску рівень води в барабані підвищується. При перевищенні рівня води вище допустимого частину води з котла необхідно спустити через лінію періодичного продування. Навпаки, при пониженні рівня води внаслідок продування котла і пароперегрівника необхідно провести підживлення водою.

Прогрів з'єднувальних паропроводів від котла до головного паропроводу виконують одночасно з розпаленням котла. В процесі прогрівання паропроводу здійснюють контроль за його розширенням за встановленими реперами і перевірку стану опор і підвісок. Під час прогрівання паропроводу не можна допускати появи гідравлічних ударів.

Котел включають в загальний паропровід при температурі, близькій до розрахункової, і при досягненні в ньому тиску на 0,05...0,1 МПа меншого, ніж тиск в загальному паропроводі. Запірні пристрої на паропроводі відкривають дуже повільно, щоб виключити можливість появи гідравлічних ударів.

12.6 Обслуговування котла під час роботи

Обслуговування котельної установки полягає в контролі її роботи і в управлінні її органами і допоміжними механізмами, що дозволяють регулювати робочий процес.

Для контролю роботи котел забезпечений контрольно-вимірювальними приладами, розташованими на самому агрегаті і на тепловому щиті. Для регулювання роботи агрегат оснащений засобами управління з приводами безпосередньо на місці їх установа або дистанційними.

Дистанційне керування за допомогою електроприводів здійснюється з пульта управління котла.

Найважливішими задачами обслуговування парових котлів є:

– підтримка заданих тиску пари і паровидатності (навантаження) котла за умов максимальної надійності і економічності агрегату з використанням для цього засобів регулювання витрат палива, повітря і тяги відповідно до вказань режимної карти;

- підтримка заданої температури перегрітої пари;
- рівномірне живлення котла водою і підтримання рівня води в барабані;
- забезпечення нормальної чистоти пари;
- обслуговування всього обладнання котла.

Задачами обслуговування водогрійних котлів є:

- забезпечення необхідного навантаження;
- підтримка заданих температури води на вході і виході.

12.7 Плановий зупин котла

Технологія зупину, об'єм і послідовність операцій визначаються типом котла, паливом і видом зупину, що використовується.

За кінцевим тепловим станом котла розрізняють два види зупину – без розхолодження і з розхолодженням устаткування.

Зупин без розхолодження устаткування виконується при виведенні котла в гарячий резерв і для проведення невеликих робіт, як правило, ззовні котла. Зупин з розхолодженням пов'язаний з проведенням ремонтних робіт підвищеної тривалості, причому повнота охолодження залежить від виду передбачуваного ремонту.

Забороняється тримати в гарячому резерві котельний агрегат без відключення його від паропроводу. Для підтримання тиску в котлі дозволяється періодичне його підтоплювання. При знаходженні котла в гарячому резерві обслуговуючий його черговий персонал повинен постійно знаходитися на робочих місцях. При зупині котла необхідно зменшити подачу палива і дуття, підтримуючи постійне розрідження в топці; при цьому необхідно стежити за рівнем води в барабані, підтримуючи нормальний рівень води по водовказівних стеклах. Зменшення подачі газоподібного і рідкого палива здійснюється поступовим зниженням тиску спочатку повітря, а потім газу і мазуту перед пальниками при підтримці необхідного розрідження на виході з топки. Досягши граничних мінімальних значень тиску палива по черзі гасять пальники.

Зменшення подачі твердого палива до повного її припинення ведуть шляхом поступового розвантаження живильників палива з швидкістю, що забезпечує задане охолодження барабана і інших товстостінних деталей. При зупині котла подачу палива припиняють, зупиняють живильники сирого вугілля і млини.

Після припинення подачі палива на котел необхідно закрити головну парову засувку, відключити котел від парової магістралі і відкрити продування пароперегрівника. Протягом певного часу, відповідно до виробничої інструкції, проводять вентиляцію топки і газоходів, після чого зупиняють вентилятори, а потім відключають димосос, закривають димові шибери і лопатки осьових напрямних апаратів димососів і вентиляторів.

Далі необхідно наповнити барабан котла водою до верхньої відмітки у водомірному склі і підтримувати такий рівень до спуску води. Спуск води із зупиненого барабанного котла дозволяється після зниження тиску в ньому до атмосферного. Після зупину котла не дозволяється до його «розхолодження» відкривати люки і лази. Відкриті люки і лази можуть створити місцеві зони прискореного охолодження, тобто призвести до температурних напружень в екранній системі і в тілі барабана.

При зупині котла на тривалий ремонт виконують операції прискореного розхолодження з використанням вентиляції топки і газоходів. Пуск димососів з цією метою для котлів з природною циркуляцією дозволяється не менше ніж через 10 год. для котлів з тиском до 14 МПа. При виведенні котлів в ремонт або в резерв консервують поверхню нагріву, щоб уникнути розвитку корозії стоянки.

12.8 Аварійний зупин котла

В процесі експлуатації котла в ньому можуть виникнути пошкодження, неполадки, що створюють небезпечні ситуації, здатні викликати вихід з ладу устаткування або котла в цілому, що викликають руйнування з великими матеріальними втратами і, можливо, з людськими жертвами.

В залежності від ступеня складності виявлених порушень і дефектів їх усувають або без зупину котла, або з обов'язковим і негайним його зупином. Основою правильної тактики ліквідації аварії є виключення травмування персоналу, збереження устаткування і запобігання крупних його руйнувань (через неправильні дії персоналу або затримку ліквідації аварії). Будь-яке котельне устаткування, що має дефекти, потенційно небезпечне для життя персоналу, повинно бути негайно виведене з експлуатації.

Технологія аварійного зупину (Emergency stop) котла визначається видом аварії і моментом встановлення її причин. Спочатку, до моменту встановлення причини аварії, але не більше ніж протягом 10 хв, зупин здійснюється з мінімально можливим розхолодженням устаткування (із збереженням робочого тиску і ущільненням газоповітряного тракту). Якщо

про-тягом 10 хв виявлена і усунена причина аварії, то далі виконується пуск котла із стану гарячого резерву. Якщо в цей термін причина не виявлена, а також у випадках поломки устаткування необхідний зупин котла. Обов'язковий негайний зупин котла персонал проводить в таких випадках:

– при неприпустимому підвищенні або пониженні рівня води в барабані, а також виході з ладу показуючих приладів, викликаному неполадками регуляторів живлення, пошкодженнями регулювальної арматури, приладів теплового контролю, захисту, автоматики, зникнення живлення тощо;

– при відмовах всіх витратомірів живильної води (більш ніж на 30 с) і зупинці всіх живильних насосів;

– при неприпустимому підвищенні тиску в пароводяному тракті і відмові більше половини запобіжних клапанів, розриві труб пароводяного тракту або появі тріщин, здуття, пропусків в зварних швах основних елементів котла, в паропроводах, арматурі.

Крім того, зупин котлів є обов'язковим у разі припинення горіння палива, при неприпустимому пониженні тиску газу і мазуту за регулювальним клапаном, зупинці всіх димососів і вентиляторів, вибухах в топці, в газоходах, при розігріванні до червоності несучих балок каркаса і обвалах обмурівки; при пожежі, що загрожує персоналу, устаткуванню, живленню дистанційного керування арматури для вимикання і відповідних систем захисту, при зникненні напруги в лініях дистанційного і автоматичного керування і контрольовано-вимірювальних приладів.

Водогрійні котли повинні бути зупинені також при зниженні витрати води і тиску перед котлом нижче мінімально допустимого значення.

Контрольні запитання

1. Які функції виконує система автоматики котла?
2. Поясніть принцип дії системи автоматики безпеки котла.
3. Поясніть принцип регулювання параметрів котла.
4. В яких документах наведені нормативи з експлуатації котлів?
5. Які роботи входять в поняття експлуатація котельної установки?
6. Як початковий режим котла впливає на технологію пуску котла?
7. В чому полягає обслуговування котла?
8. Поясніть порядок планового зупину котла.
9. Поясніть порядок аварійного зупину котла.

13 МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ

Лабораторна робота №1

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ПАРОВОГО КОТЛА

Мета роботи. Визначити коефіцієнт корисної дії котла брутто методом прямого та зворотного балансу.

Коефіцієнт корисної дії котла брутто за прямим балансом є відношення корисної теплоти до наявної теплоти палива

$$\eta_k^{бр} = \frac{Q_1}{Q_H},$$

де Q_1 – корисна теплота;

Q_H – наявна теплота.

Корисна теплота в котлі – теплота, яка витрачається на підігрівання води, пароутворення та перегрівання пари, кДж/кг або кДж/м³

$$Q_1 = D \cdot (h_{пп} - h_{жв}) + D \cdot \frac{p}{100} \cdot (h_{кв} - h_{жв}),$$

де D – паровидатність котла, кг/с;

B_p – розрахункова витрата палива, кг/с або м³/с;

$h_{пп}$, $h_{жв}$, $h_{кв}$ – ентальпії перегрітої пари, живильної води, котлової води, кДж/кг;

p – величина безперервної продувки, враховується при $p > 2$ %.

Експериментальні та розрахункові дані записуємо в таблицю 13.1.

Визначення енергоефективності котельного агрегату за повною нормативною методикою потребує багато часу та великої кількості дослідних параметрів.

Таблиця 13.1

Номер досліду	Витрата палива, B_p , кг/с або м ³ /с	Паровидатність котла D , кг/с	Параметри пари			Параметри живильної води		Величина продувки, p , %	ККД котла, $\eta_k^{бр}$, %
			тиск, $P_{пп}$, МПа	температура, $t_{пп}$, °C	ентальпія, кДж/кг	температура, $t_{жв}$, °C	ентальпія кДж/кг		

При спалюванні в котельних агрегатах рідкого та газоподібного палива значне зниження трудомісткості замірів і скорочення часу може бути досягнуто за рахунок використання для визначення складових частин теплового балансу спрощеної методики М. Б. Равича.

Згідно з цією методикою ККД котла визначається за методом зворотного балансу

$$\eta_{\text{к}}^{\text{бп}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_5),$$

де q_2 – втрати теплоти з відхідними газами, %;

q_3 – втрати теплоти від хімічного недопалу, %;

q_5 – втрати теплоти через стіни котла, %;

Втрати теплоти з відхідними газами визначаються за формулою, %

$$q_2 = 0,01 \cdot (t_{\text{вг}} - t_{\text{хп}}) \cdot Z,$$

де $t_{\text{вг}}$ – температура продуктів згорання, °С;

Z – розрахунковий параметр, який залежить від складу димових газів, їх температури $Z = f(\text{CO}_2, \text{CO}, \text{H}_2, \text{CH}_4, t_{\text{вг}})$, і визначається за допомогою таблиці, наведеної в [2];

$t_{\text{хп}}$ – температура холодного повітря, °С.

Втрати теплоти від хімічного недопалу визначають за формулою, %

$$q_3 = \frac{(30 \cdot \text{CO} + 25,8 \cdot \text{H}_2 + 85 \cdot \text{CH}_4) \cdot h}{p} \cdot 100,$$

де h – коефіцієнт розбавлення продуктів згорання, який характеризує зміну об'єму продуктів згорання в порівнянні з теоретичним об'ємом, тобто таким об'ємом, коли вони не розбавлені повітрям (визначається за даними аналізу газів)

$$h = \frac{(\text{CO}_2)_{\text{max}}}{\text{CO}_2},$$

де $(\text{CO}_2)_{\text{max}}$ – максимальний вихід CO_2 , для природного газу $(\text{CO}_2)_{\text{max}} = 11,8$ %, для мазуту $(\text{CO}_2)_{\text{max}} = 16$ %;

$\text{CO}_2, \text{CO}, \text{H}_2, \text{CH}_4$ – вміст складових газів за даними газоаналізатора, %;

$p = 1000$ ккал/м³ – теплота згорання 1 м³ нерозбавлених повітрям продуктів згорання, %.

При повному згоранні $\text{CO} \rightarrow 0, \text{CH}_4 \rightarrow 0, \text{H}_2 \rightarrow 0, q_3 \rightarrow 0$.

Втрати теплоти q_5 визначаються за допомогою даних [2] або за формулою, %

$$q_5 = \frac{F_{\text{к}}}{V_{\text{п}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}} (\alpha_{\text{к}} \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{хп}}) + \alpha_{\text{в}} \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{огор}})) \cdot 100,$$

де F_k – площа поверхні обмурівки котла, m^2 ;

α_k, α_b – коефіцієнти тепловіддачі від стінки обмурівки конвекцією та випромінюванням, можна прийняти, $kWt/(m^2K)$: $\alpha_k = 7,3 \cdot 10^{-3}$, $\alpha_b = 6,7 \cdot 10^{-3}$;

$t_{ст}, t_{хп}, t_{огор}$ – температура стінки обмурівки, повітря в котельні, захисних конструкцій, $^{\circ}C$.

Дані замірів і розрахунків заносимо в таблицю 13.2.

Таблиця 13.2

Но- мер дос- лід	Темпера- тура проду- ктів згорання, $t_{вг}, ^{\circ}C$	Темпера- тура холод- ного повітря, $t_{хп}, ^{\circ}C$	$(CO_2)_{max},$ %	CO_2	Величи- на Z	Втрати			$\eta_k^{бр}, \%$
						$q_2, \%$	$q_3, \%$	$q_5, \%$	

Після проведення розрахунків ККД котла за прямим та зворотним балансами необхідно порівняти відхилення значень та визначити похибку за формулою

$$\varepsilon_{\eta_k^{бр}} = \frac{\eta_k^{бр} (пр) - \eta_k^{бр} (зв)}{\eta_k^{бр} (пр)} \cdot 100.$$

Контрольні запитання

1. Поясніть, як визначається ККД котла за прямим та зворотним балансом.
2. Поясніть різницю між ККД бруто і ККД нетто котла.
3. Поясніть поняття "наявна теплота", її складових і залежності для їх визначення.
4. Поясніть, як визначаються втрати теплоти з відхідними газами, від хімічної і механічної теплоти згорання за методикою Равича.
5. Поясніть зміст коефіцієнта розбавлення продуктів згорання.
6. Яким чином визначаються втрати теплоти через стіни котла за методикою Равича?

Лабораторна робота №2

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ В ЕКОНОМАЙЗЕРІ

Мета роботи. Експериментально визначити коефіцієнт теплопередачі в водяному економайзері.

Для визначення коефіцієнта теплопередачі водяного економайзера необхідно використати рівняння теплосприйняття економайзера, кДж/кг або кДж/м³

$$Q_e = \frac{k \cdot H_e \cdot \Delta t}{V_p \cdot 10^3},$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

H_e – поверхня нагріву економайзера, м²;

Δt – середній температурний напір між нагрівним та нагріваним носієм, °С;

V_p – розрахункова витрата палива, м³/с або кг/с.

Тоді коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$k = \frac{V_p \cdot Q_e}{H_e \cdot \Delta t \cdot 10^3}.$$

Середній температурний напір визначається за формулою

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)},$$

де $\Delta t_{\delta} = \vartheta' - t''_в$ – більша різниця температур середовищ, °С;

$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta'' - t'_в$ – менша різниця температур середовищ, °С;

ϑ' , ϑ'' , $t'_в$, $t''_в$ – температури продуктів згорання та води до і після економайзера, які визначаються шляхом вимірювання.

На практиці, як правило, встановлені термометри для замірів температури води на вході в економайзер та на виході з нього, і термометри для замірів температури газів після економайзера.

Для визначення невідомих значень температури використовують рівняння теплового балансу економайзера

$$\varphi \cdot (I'_{\Gamma} - I''_{\Gamma}) = \frac{G_{\text{жв}}}{V_p} (h''_в - h'_в),$$

де Γ'_g, Γ''_g – ентальпії продуктів згорання на вході і виході з економайзера, кДж/кг або кДж/м³;

h'_v, h''_v – ентальпії води на вході і виході з економайзера, кДж/кг;

$G_{жв} = D \cdot (1 + p/100)$ – витрата живильної води, кг/с.

Експериментальні та розрахункові дані заносимо в таблицю 13.3.

Таблиця 13.3

Номер досліджу	Витрата палива, V_p , кг/с або м ³ /с	Температура продуктів згорання		Температура води		Поверхня нагріву економайзера, H_e , м ²	Коефіцієнт теплопередачі, k , Вт/(м ² К)
		до економайзера, ϑ' , °С	після економайзера, ϑ'' , °С	до економайзера, t'_v , °С	після економайзера, t''_v , °С		

Контрольні запитання

1. Поясніть як визначається теплосприйняття економайзера.
2. Поясніть тепловий баланс економайзера.
3. Поясніть, яким чином визначається температура продуктів згорання на вході в економайзер?
4. Поясніть метод визначення середньотемпературного напору.
5. Наведіть можливі діапазони коефіцієнтів теплопередачі чавунних і сталевих економайзерів.

Лабораторна робота №3

ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИНИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ПРОДУВКИ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТУ

Мета роботи. Визначити величину безперервної продувки, порівняти її із значенням в режимній карті, дати оцінку впливу безперервної продувки на економічність роботи котла.

Фактична величина безперервної продувки визначається з солевого балансу котла за формулою, %

$$p_{\phi} = \frac{\text{Щ}_{\text{ЖВ}}}{\text{Щ}_{\text{КВ}} - \text{Щ}_{\text{ЖВ}}} \cdot 100,$$

де $\text{Щ}_{\text{ЖВ}}$, $\text{Щ}_{\text{КВ}}$ – лужність живильної та котлової води, яка визначається за даними хімічної лабораторії, мг-екв./л.

Надлишкова безперервна продувка, %

$$\Delta p = p_{\text{рк}} - p_{\phi},$$

де $p_{\text{рк}}$ – величина продувки, наведена у режимній карті котла, %.

Перевитрата палива, пов'язана із надлишковою продувкою, кг/с, м³/с

$$\Delta B_p = \frac{D \cdot \frac{\Delta p}{100} \cdot (h_{\text{КВ}} - h_{\text{ЖВ}})}{Q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{к}}^{\text{бр}}},$$

де D – паровидатність котла, кг/с;

$h_{\text{КВ}}$, $h_{\text{ЖВ}}$ – ентальпії котлової та живильної води, кДж/кг.

Експериментальні та розрахункові дані заносимо в таблицю 13.4.

Таблиця 13.4

Но- мер дос- ліду	Лужність води, мг-екв./л		Паро- видат- ність котла, D, кг/с	Ентальпія води, кДж/кг		Фактична величина продувки, p _ф , %	Величина продувки за режим- ною кар- тою, p _{рк} , %	Надлиш- кова без- перервна продувка, Δp, %	Перевит- рата па- лива, ΔB _p , кг/с або м ³ /с
	котлова вода, Щ _{КВ}	живильна вода, Щ _{ЖВ}		живи- льної, h _{ЖВ}	котло- вої, h _{КВ}				

Контрольні запитання

1. Що включає організація водного режиму котла? За якими показниками нормується якість води і пари?

2. Поясніть, як і для чого складають солевий баланс котла.

3. Поясніть із чим пов'язана перевитрата палива.

4. Поясніть, як впливає величина безперервної продувки на економічність роботи котла.

14 МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Завдання на виконання курсового проекту повинно, як правило, включати такі початкові дані:

- марка котла;
- паровидатність котла D , кг/с (для парових котлів);
- температура $t_{\text{пп}}$, °С, і тиск перегрітої пари $P_{\text{пп}}$, МПа або тільки тиск насиченої пари $P_{\text{пп}}$ (для парових котлів);
- теплопродуктивність котла Q_k , МВт (для водогрійних котлів);
- вид спалюваного в котлах палива, його елементарний склад;
- температура живильної води $t_{\text{жв}}$, °С (для парових котлів);
- температура води на вході $t'_в$ і виході з котла $t''_в$, °С (для водогрійних котлів);
- коефіцієнт надлишку повітря в топці α_T ;
- температура відхідних газів $\vartheta_{\text{вг}}$, °С (для конструктивних розрахунків);
- частка безперервної продувки котла, p (для парових котлів);
- тиск в барабані котла $P_{\text{б}}$, МПа (для парових котлів).

Курсовий проект з дисципліни “Котельні установки промислових підприємств” складається з розрахунково-пояснювальної записки та графічної частини. Розрахунково-пояснювальна записка і креслення мають бути виконані відповідно до діючих стандартів Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД) та вимог ГОСТ, ДЕСТ.

У зміст розрахунково-пояснювальної записки входять: вступ; вихідні дані; розрахунок об’ємів та ентальпій продуктів згорання; розрахунок теплового балансу і витрати палива; розрахунок топки та інших елементів котла; розрахунок відхилення теплового балансу; аеро- та гідродинамічний розрахунок (для водогрійних котлів малої потужності); висновки; список використаної літератури.

Обсяг розрахунково-пояснювальної записки 20...35 стор.

Графічна частина складається з креслень котла (2...3 або більше розрізів), що розміщуються на 1...2 аркушах формату А1 або А3.

Типові завдання на курсовий проект з дисципліни "Котельні установки промислових підприємств" наведені в таблиці 14.1.

Таблиця 14.1 – Типові завдання на курсовий проект

Номер ва- ріанта	Марка котла, вид розрахунку	D, т/год	P _{мп} , МПа, t _{мп} , °С	Паливо	θ _{вг} , °С	t _{жв} , °С	α _т	ρ, %	P _б , МПа
1	ДКВр-6,5-13 перевірний	5,0	1,4 МПа	Мазут високо- сірчистий		100	1,15	3	1,5
2	ДКВр-6,5-13 конструктивний	6,5	1,4 МПа	Природний газ "Гоголево- Полтава"	120	70	1,05	3	1,5
3	ДКВр-6,5-13-250 конструктивний	6,5	1,4 МПа 250 °С	Природний газ "Гоголево- Полтава"	120	100	1,05	3	1,5
4	ДКВр-10-13-250 перевірний	10	1,4 МПа t _{мп} – ?	Природний газ "Дашава-Київ"		100	1,05	3	1,5
5	ДКВр-10-13-250 конструктивний	7	1,4 МПа 250 °С	Мазут сірчистий	140	100	1,15	3	1,5
6	КЕ-10-13-250 перевірний	8	1,4 МПа t _{мп} – ?	Вугілля "Донецьке"		100	1,2	2	1,5
7	КЕ-10-13-380 конструктивний	12	1,4 МПа 380 °С	Вугілля "Донецьке"	150	80	1,2	2	1,6
8	Е-25-14 перевірний	20	1,4 МПа t _{мп} – ?	Природний газ "Дашава-Київ"		100	1,05	3	1,5
9	Е-25-14 конструктивний	25	1,4 МПа 250°С	Мазут малосірчистий	130	100	1,10	3	1,5
10	БМ-35 конструктивний	35	4,0 МПа 440°С	Природний газ "Гоголево- Полтава"	120	70	1,05	2	4,4
11	БМ-35 перевірний	25	4,0 МПа t _{мп} – ?	Мазут сірчистий		100	1,15	3	4,4
12	ТС-35 перевірний	20	2,4 МПа t _{мп} – ?	Вугілля "Волинське"		100	1,25	3	2,7
13	ТС-35 конструктивний	35	4,0 МПа t _{мп} – ?	Відходи деревини		100	1,2	3	4,4
14	ГМ-50-14 перевірний	30	1,4 МПа t _{мп} – ?	Природний газ "Дашава-Київ"		70	1,05	2	1,6
15	ГМ-50-14 конструктивний	50	2,4 МПа 380°С	Природний газ "Дашава-Київ"		70	1,05	2	2,6

ЛІТЕРАТУРА

1. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов) : [справочное пособие для курсового и дипломного проектирования] / Сост. Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина. – Красноярск : КГТУ, 2003. – 223 с.
2. Сидельковский Л. Н. Парогенераторы промышленных предприятий / Л. Н. Сидельковский, В. Н. Юренев. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 336 с.
3. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). – Изд. 3-е перераб. и доп. – СПб. : Изд. НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
4. Тепловой расчет промышленных парогенераторов / под ред. В. Н. Частухина. – К. : Вища школа, 1980. – 182 с.
5. Чепурний М. М. Теплові розрахунки парогенераторів : [навчальний посібник] / М. М. Чепурний, Д. В. Степанов, Є. С. Корженко. – Вінниця : ВНТУ, 2006. – 155 с.
6. Стырикович М. А. Парогенераторы электростанций / М. А. Стырикович, К. Я. Катковская, Е. П. Серов. – М. : Энергия, 1966. – 383 с.
7. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод) / под ред. С. И. Мочана. Изд. 3-е. – Л. : Энергия, 1977. – 256 с.
8. Панкратов Г. П. Сборник задач по теплотехнике : [учеб. пособие, 2-е изд. перераб и доп.] / Г. П. Панкратов. – М. : Высшая школа, 1986. – 248 с.
9. Тиатор И. Отопительные системы / Тиатор И. – М. : Техносфера, 2006. – 272 с.
10. Соколов Б. А. Котельные установки и их эксплуатация / Б. А. Соколов. – 2-е изд. испр. – М. : Академия, 2007. – 432 с.

ГЛОСАРІЙ

Аварійна зупинка	– Emergency stop
Автоматика безпеки	– Automation of safety
Адіабатна температура	– Adiabatic temperature
Барабанний котел	– Drum boiler
Безперервна продувка	– Continuous throughblow
Вентилятор	– Ventilator
Витрата палива	– Expenditure of fuel
Водогрійні котли малої потужності	– Hot water boilers of small power
Водний режим котла	– Water mode of boiler
Газогенераторний котел	– Gas-generated boiler
Гарячий резерв	– Hot reserve
Гідравлічна нерівномірність	– Hydraulic unevenness
Димова труба	– Chimney
Димосос	– Smoke ventilator
Екранні труби	– Screen pipes
Експлуатація котла	– Exploitation of boiler
Газотрубний пучок	– Gastube bunch
Інжекційний пальник	– Injection combustor
Інтенсифікатор теплообміну	– Heat exchange intensificator
Конденсаційний котел	– Condensation boiler
Конденсація смол	– Tar condensation
Канцерогенні речовини	– Carcinogenic matters
Киплячий шар	– Fluidized layer
Кип'ятильний пучок	– Boiling bunch
Коефіцієнт надлишку повітря	– Coefficient of air surplus
Коефіцієнт корисної дії	– Output-input ratio
Коефіцієнт теплової ефективності	– Coefficient of thermal efficiency
Колектор	– Collector
Конвективний пароперегрівник	– Convective steamoverheater
Контур природної циркуляції	– Contour of natural circulation
Корозія	– Corrosion
Котел	– Boiler

Котельна установка – Boiler installation
Кратність циркуляції – Multiple of circulation
Обслуговування обладнання – Maintenance of equipment
Оксиди азоту – Oxides of nitrogen
Очищення поверхні – Cleaning of surface
Прямоточний котел – Straightflow boiler
Паливо – Fuel
Пальник – Combustor
Парогенерувальні поверхні – Evaporated surfaces
Планова зупинка – Planned stop
Повітропідігрівник – Air heater
Продукти згорання – Products of combustion
Променесприймальна поверхня – Ray perceive surface
Пуск котла – Starting of boiler
Радіаційний пароперегрівник – Radiation steamoverheater
Регулювання параметрів – Adjusting of parameters
Рециркуляція – Recirculation
Розсіювання викидів – Dispersion of troop landing -
Самотяга – Selftraction
Сепарація пари – Steam separation
Система автоматики – System of automation
Солевміст води – Salt contents of water
Сталевий економайзер – Steel economizer
Температура стінки – Temperature of wall
Температура точки роси – Temperature of dew point
Тепловий баланс – Thermal balance
Теплосприйняття – Heat perceive
Теплота згорання – Combustion heat
Топка – Combustion chamber
Тягодуттьовий тракт – Traction-blowing channel
Форсунка – Sprayer
Чавунний економайзер – Cast-iron economizer
Шкідливі викиди – Harmful troop landing

Навчальне видання

Степанов Дмитро Вікторович

Корженко Євген Семенович

Боднар Лілія Анатоліївна

КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ

Навчальний посібник

Редактор О. Скалоцька

Оригінал-макет підготовлено Д. Степановим

Підписано до друку
Формат 29,7×41¼ . Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний . Ум. друк. арк.
Наклад прим. Зам. №

Вінницький національний технічний університет,
навчально-методичний відділ ВНТУ.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 2201.
Тел. (0432) 59-87-36.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-87-38.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.