

Міністерство освіти і науки України
Запорізька державна інженерна академія

ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ

Навчально-методичний посібник

**для студентів ЗДІА напрямку 6.050601
“Теплоенергетика” денної і заочної форми навчання**

Рекомендовано до видання
на засіданні кафедри ТЕ,
протокол № 15 від 27.05.2014 р.

**Запоріжжя
2019**

ЗМІСТ

1 ВТОРИННІ ЕНЕРГЕТИЧНІ РЕСУРСИ ПРОМИСЛОВОСТІ ТА СХЕМИ ЇХ КОМПЛЕКСНОГО ВИКОРИСТАННЯ.....	11
1.1 Температурний рівень та загальна оцінка коефіцієнта використання теплоти в високотемпературних виробничих процесах	11
1.2 Класифікація вторинних енергоресурсів в промисловості	13
1.3 Сучасний стан використання вторинних енергоресурсів у промисловості.....	22
1.3.1 Чорна металургія.....	22
1.3.2 Виробництво коксу.....	23
1.3.3 Кольорова металургія.....	23
1.3.4 Нафтопереробна і нафтохімічна промисловість.....	24
1.3.5 Целюлозо - паперова промисловість.....	24
1.3.6 Газова промисловість	24
1.3.7 Важке машинобудування.....	25
1.3.8 Промисловість будівельних матеріалів	25
1.3.9 Харчова промисловість.....	25
1.3.10 Хімічна промисловість.....	26
1.4 Визначення виходу і можливого використання вторинних енергоресурсів.....	26
1.5 Визначення економії палива за рахунок використання вторинних енергоресурсів.....	30
Практичне завдання №1	32
Задача 1.1	32
Задача 1.2.....	39
Практичне завдання №2	50
Задача 2.1	50
Задача 2.2.....	69
Практичне завдання №3	79
4.1. Енергетичний баланс котельної установки К-50-40/14	79
4.3 Термодинамічна ефективність технологічних агрегатів.....	85
4.4 Ефективність комбінованих тепловикористовуючих установок.....	87

4.5 Ексергетичний метод розподілу витрати палива в комбінованих установках	90
5 ОСНОВИ ТЕОРІЇ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛА ВІДХІДНИХ ГАЗІВ	92
5.1 Використання вторинних енергоресурсів для нагріву компонентів горіння	93
5.2 Використання вторинних енергоресурсів для попереднього нагріву матеріалу	99
6 ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛА ВІДХІДНИХ ПРОДУКТІВ ЗГОРАННЯ В РОЗІМКНУТИХ СХЕМАХ ТЕПЛОСПОЖИВАННЯ ДЛЯ ВИРОБЛЕННЯ ПАРИ (ЕНЕРГЕТИЧНЕ ТЕПЛОСПОЖИВАННЯ)	100
6.1 Порівняльна оцінка ефективності замкнутої і розімкнутої схем	101
6.2 Економія палива при комбінованому використанні тепла відхідних продуктів згорання	102
7 ВІДХІДНІ ВИРОБНИЧІ ГАЗИ ЯК ТЕПЛОНОСІЙ	103
7.1 Фізико - хімічні властивості технологічного виносу	105
7.2 Утворення забруднюючих відкладень і їх вплив на поверхні нагрівання тепловикористовуючих установок	108
7.2.1 Сипучі відкладення	110
7.2.2 Зв'язані відкладення	111
7.3 Вплив забруднень на роботу тепловикористовуючих установок	111
7.4 Способи очищення поверхонь нагріву теплообмінних пристроїв від забруднень	114
8 УСТАНОВКИ ДЛЯ ВНУТРІШНЬОГО ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛА ВІДХІДНИХ ВИРОБНИЧИХ ГАЗІВ	117
8.1 Регенератори з нерухомою цегляною насадкою	117
8.2 Регенератори з рухомою насадкою	122
8.3 Керамічні рекуператори	124
8.4 Металеві рекуператори. Загальні умови надійної роботи металевих рекуператорів.	127
8.5 Чавунні рекуператори	128
8.6 Сталеві трубчасті конвективні рекуператори	129
8.7 Сталеві радіаційні й комбіновані рекуператори	132

9 УСТАНОВКИ ДЛЯ ЗОВНІШНЬОГО ЕНЕРГЕТИЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛА ГАЗІВ	134
9.1 Низькотемпературні парогенератори на відхідних продуктах згорання	134
9.2 Використання теплоти відхідних газів в хвостових поверхнях парогенератора	136
9.2.1 Використання теплоти відхідних газів у водяному економайзері.....	136
9.2.2 Парогенератори на відхідних газах з повітропідігрівачами	139
9.3 Парогенератори на відхідних газах в кольоровій металургії.....	141
<i>Тунельні парогенератори за відбивними печами.</i>	143
9.4 Парогенератори на відхідних конверторних газах (ОКГ).....	144
9.4.1 Використання конвертерного газу для виробництва пари.....	150
9.4.2 Використання конвертерного газу як палива	151
Практичне завдання №4.....	155
Задача 4.....	155
10 ОХОЛОДЖЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ УСТАНОВОК.....	160
10.1 Системи примусового охолодження і особливості теплообміну в них	160
10.2 Методи використання тепла охолодження елементів високотемпературних установок.....	171
11 ВИКОРИСТАННЯ ФІЗИЧНОГО ТЕПЛА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОДУКТІВ І ВІДХОДІВ	180
11.1 Напрямок та загальні схеми використання тепла технологічних продуктів в різних галузях промисловості	180
11.2 Фізико - хімічні характеристики технологічних відходів.....	191
Принципові схеми їх використання	191
12 ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНИХ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ.....	197
12.1 Напрямок та загальні схеми використання відпрацьованої пари	197
12.2 Принципові схеми використання тепла виробничої води	201
12.3 Теплові акумулятори, типи, схеми включення та основи розрахунку.	204

12.4 Особливості енерготехнологічного паливовикористання в промисловості	217
12.5 Аеродинамічні та теплотехнічні особливості технологічних циклонів	221
ВИСНОВКИ	223
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	224

ВСТУП

Використання вторинних енергоресурсів (ВЕР) є актуальною темою у всьому світі. Використання ВЕР знижує енергоемність продукції та підвищує коефіцієнт використання палива на підприємстві. В Україні економія первинного палива за допомогою використання ВЕР є актуальною, так як в нашій країні досить високий рівень енергоемності продукції промислового виробництва, на частину якого припадає 65-70 % споживаних енергоресурсів. Згідно даним статистичної інформації за 2010 рік річний вихід ВЕР становив 26,18 млн. т. у.п, з яких горючі ВЕР становили 38,5 %, теплові – 58 % (15,2 млн. т. у.п.), надлишкового тиску - близько 3,5 %. Якщо раціонально використовувати ВЕР, то можна значно знизити енергоемність промислової продукції.

Підприємства важкого, енергетичного і транспортного машинобудування України мають у своєму розпорядженні величезний потенціал ВЕР у вигляді фізичної теплоти димових газів мартенівських, нагрівальних і термічних печей, вагранок, теплоти випарного охолодження печей, теплоти відпрацьованої пари пресів і молотів. Мають вторинні відновлювані енергоресурси і підприємства інших галузей господарства.

Одне з найважливіших завдань удосконалення будь-якої галузі - виявлення резервів економічного та екологічного використання ВЕР для цілей виробництва і забезпечення потреб побутового споживання.

Поряд із збільшенням економії паливно-енергетичних ресурсів утилізація ВЕР дозволяє знизити негативний екологічний вплив енергопостачання й енергоспоживання на навколишнє середовище.

Джерелом виникнення ВЕР є технологічне обладнання та процеси, у яких одну частину підведеної енергії вигідно використовують, а другу частину умовно поділяють на три потоки: перший (основний) потік - ВЕР; другий - потік енергії, що використовують для забезпечення внутрішньоциклових процесів (регенерації, підігріву робочого тіла тощо);

третій - неминучі втрати енергії в навколишнє середовище відповідно до другого закону термодинаміки.

Характерною ознакою є те, що використання всіх енергоресурсів відбувається в межах самого технологічного агрегату (котла, турбіни, теплообмінника). Якщо розглядати ефективність роботи агрегату тільки в зоні А, то ВЕР у цьому разі належать до втрат і значно впливають на значення ККД установки. Тому важливим завданням для підвищення її ефективності є використання ВЕР в максимально великому обсязі.

Для другої зони характерним є два шляхи використання ВЕР: перший - безпосередньо у нових процесах, не пов'язаних з технологічною роботою агрегатів, де виникають ВЕР; другий - використання спеціальних утилізаційних установок (УУ), де ВЕР виконують функції головного джерела підведеної енергії, і завдяки чому виробляють кінцевий продукт. Тому загальний потік ВЕР, поділяється на два потоки. Перший потік ВЕР можна використовувати безпосередньо в стандартних технологічних агрегатах; другий - направляють до УУ, де вже трансформованим його використовують за призначенням. В однакових первинних умовах ефективність використання першого потоку вища. Використання УУ, у якій виникають свої втрати енергії, пов'язані з відведенням теплової енергії в навколишнє середовище та наявністю необоротності термодинамічних процесів, знижує ефективність другого потоку.

1 ВТОРИННІ ЕНЕРГЕТИЧНІ РЕСУРСИ ПРОМИСЛОВОСТІ ТА СХЕМИ ЇХ КОМПЛЕКСНОГО ВИКОРИСТАННЯ

1.1 Температурний рівень та загальна оцінка коефіцієнта використання теплоти в високотемпературних виробничих процесах

Будь який вогнетехнічний процес протікає на певному температурному рівні. Прагнення до прискорення процесу призводить до необхідності збільшення щільності теплового потоку, до збільшення різниці температур між джерелом теплоти і робочою теплою. Під температурним рівнем процесу розуміють середню температуру продуктів згорання в робочій камері установки.

У загальному випадку цю температуру можна виразити залежністю,

$$\bar{T}_{П.З} = \sqrt{\beta T_{ГОР} T_{Відх}} > T_{П}, \quad (1.1)$$

де $\bar{T}_{П.З}$ - середня температура продуктів згорання в робочій камері установки, К;

$T_{ГОР}$ - теоретична температура горіння палива, К;

$T_{Відх}$ - температура відхідних з робочої камери установки продуктів згорання, К;

$T_{П}$ - температура технологічного процесу, К;

β - коефіцієнт сумішоутворення, що залежить від виду палива і паливоспалювальних пристроїв, коливається в межах 0,68 ... 0,96;

$$T_{ГОР} = \frac{Q_H^P + Q_{\Phi}}{V_{П.С} C_{П.С}}, \quad (1.2)$$

З урахуванням тепловідведення з хімічним недопалюванням палива q_3 і розплавленою золою q_6 ($q_{втр} = q_3 + q_4 + q_6$), а також з урахуванням втрат на дисоціацію, отримаємо:

$$T_{\text{ГОР}} = \frac{Q_H^P + Q_{\Phi} - q_{\text{ВТР}} - q_{\text{ДИС}}}{V_{\text{П.З}} C_{\text{П.З}}}, \quad (1.3)$$

де Q_H^P - нижча теплота згорання палива, кДж/м³ (кДж/кг);

Q_{Φ} - фізична теплота підігрітих компонентів горіння (газ, повітря), кДж/м³ (кДж/кг);

$V_{\text{П.З}}$ - обсяг продуктів згорання при коефіцієнті витрати повітря біля пальника, м³/м³ (кг/кг);

$C_{\text{П.З}}$ - теплоємність продуктів згорання, кДж/м³ (кДж/кг);

$$Q_{\Phi} = Q_{\Phi.\text{Пал}} + Q_{\Phi.\text{Пов}}, \quad (1.4)$$

де $Q_{\Phi.\text{Пал}}$ - фізична теплота палива, кДж/м³ (кДж/кг);

$Q_{\Phi.\text{Пов}}$ - фізична теплота повітря, кДж/м³ (кДж/кг).

При постійному коефіцієнті сумішоутворення для даного палива з заданим Q_H^P і незмінному, максимально можливому, підігріві компонентів горіння ($Q_{\Phi} = \text{const}$) збільшення можна досягти, лише збільшивши $T_{\text{Відх}}$. Таким чином, чим вище температурний рівень, на якому протікає технологічний процес, тим більшим тепловідведенням в навколишнє середовище він супроводжується і тим менше використання підведеної теплоти до робочої камери технологічного агрегату.

Ефективність теплоспоживання в робочій камері

$$\eta = \frac{Q_{\text{КАМ}}}{Q_{\text{П}}} \cdot 100 = \frac{Q_{\text{Кор}} + Q_{\text{НС}} + Q_{\text{Енд}}}{Q_{\text{П}}} \cdot 100, \quad (1.5)$$

де $Q_{\text{КАМ}}$ - теплота, що витрачається в робочій камері, кВт;

$Q_{\text{кор}}$ - теплота, що корисно використовується для забезпечення технологічного процесу, кВт;

$Q_{\text{НС}}$ - теплота, що витрачається на покриття тепловідведення в навколишнє середовище, кВт;

$Q_{\text{Енд}}$ - теплота, що витрачається на ендотермічні реакції, кВт;

$Q_{\text{П}}$ - теплота, підведена до робочої камери з урахуванням екзотермічних реакцій ($Q_{\text{Екз}}$), кВт.

Вище вказувалося, що підвищення $\bar{T}_{\text{П.з}}$ (1.1) обумовлює збільшення температурного потенціалу відхідних продуктів згорання, які залишають установку. Отже багато енергії залишається невикористаною в основному технологічному процесі. Використання цієї теплоти в інших установках або їх елементах є не тільки можливим, а й технічно цілком виправданим. Така ступінчаста послідовність використання теплоти первинного теплоносія обумовлює максимальну термодинамічну ефективність, так як вона супроводжується мінімальним тепловідведенням в навколишнє середовище.

Підвищення коефіцієнту використання теплоти енергоспоживаючими установками в промисловості скорочує одночасно і втрати в інших ланках енергетичного господарства - при видобутку, транспортуванні та перетворенні первинних енергоресурсів. Тому використання вторинних енергоресурсів (ВЕР) завжди є актуальним завданням технологічних процесів промисловості.

1.2 Класифікація вторинних енергоресурсів в промисловості

Під вторинними енергоресурсами мають на увазі енергетичний потенціал продукції, відходів, побічних і проміжних продуктів, що утворюються в технологічних агрегатах (установках, процесах), який не використовується в самому агрегаті, але може бути частково або повністю використаний для енергопостачання інших агрегатів (процесів).

Вторинні енергоресурси за своїми технічними характеристиками та ціннісної значимості можуть бути розділені на наступні групи:

1. **Горючі (паливні) ВЕР** - горючі гази плавильних печей (доменний, колошниковий шахтних печей і вагранок, конверторний і т. д.), горючі відходи процесів хімічної і термохімічної переробки вуглецевої або вуглеводневої сировини, невикористовуванні (непридатні) для подальшої технологічної переробки відходи деревообробки (тріска, тирса, стружки, обрізки та т. д.), а також луга целюлозо - паперового виробництва.

2. **Теплові ВЕР** - фізична теплота відхідних газів технологічних агрегатів; фізична теплота основної та побічної продукції; теплота робочих тіл систем примусового охолодження технологічних агрегатів; теплота гарячої води і пари, відпрацьованих у технологічних і силових установках.

3. **ВЕР надлишкового тиску** - потенційна енергія газів і рідин, що залишають технологічні агрегати з надлишковим тиском, який необхідно знижувати перед наступною сходинкою використання цих газів і рідин або при викиді їх в атмосферу. До цих ВЕР відносяться стислі колошникові гази доменних печей; пар, який відпрацював в силових установках, молотах і пресах; гази, що йдуть з регенераторів каталітичного крекінгу і термоконтактного коксування.

У напрямку можливого використання ВЕР розрізняють:

1. **Теплотехнічні** - використання і споживання безпосередньо одержуваних як ВЕР пари і гарячої води або при виробленні їх за рахунок утилізації горючих і теплових ВЕР в утилізаційних котельнях. До цього напрямку відноситься також генерування холоду за рахунок використання ВЕР.

2. **Електроенергетичне (силове)** - при генеруванні електроенергії в утилізаційних установках (утилізаційних електростанціях) за рахунок ВЕР.

3. **Комбіноване** - з виробленням в утилізаційних теплоелектроцентралях теплоти та електроенергії по теплофікаційному графіку.

ВЕР можна використовувати як паливо або безпосередньо (без зміни виду енергоносія), або за рахунок вироблення теплоти, електроенергії, холоду і механічної роботи в утилізаційних установках.

Для забезпечення теплової і сумарної економічної ефективності використання ВЕР вельми важливе значення має правильний вибір раціонального напрямку їх застосування.

На рисунку 1.1 приведена схема комплексного використання горючих ВЕР на підприємствах. Розділення горючих відходів на три групи - тверді, рідкі і газоподібні, пов'язане з умовами збору, підготовки і спалювання цих відходів.

Зниження виходу паливих ВЕР передбачає:

- збір і збут сміття на підприємствах вторсировини;
- реалізацію горючих відходів як паливо для населення;
- використання відходів деревини для виготовлення дерево-стружечних матеріалів;
- регенерацію олій на підприємстві або здачу на нафтобазу для їх централізованої регенерації з метою забезпечення можливості повторного використання.

Після здійснення заходів щодо зниження виходу горючих ВЕР, варто розглядати можливість забезпечення потреби в паливі за рахунок використання горючих вторинних енергоресурсів. Така послідовність зумовлена великими капіталовкладеннями на додаткове устаткування для спалювання вторинних енергоресурсів. Причому, відходи деревини, відпрацьованого масла і нафтопродукти можна використовувати безпосередньо як паливо для котлів виробничо - опалювальних котелень і полум'яних печей.



Рисунок 1.1 - Схема комплексного використання паливих ВЕР на підприємствах суднобудівельної галузі

Використання таких горючих відходів, як сміття (гума, шкіра, пластик, поліетилен, ганчір'я тощо), емульсії, шлам і відстій масляних фільтрів, відходи після регенерації потребує розробки і впровадження спеціальних пристроїв для спалювання цих відходів з утилізацією теплоти газів, які йдуть для вироблення пари або підігріву води. В даному випадку в той же час вирішуються завдання охорони навколишнього середовища та економії первинних паливно - енергетичних ресурсів.

Слід зазначити економічно виправдану тенденцію до максимального скорочення виходу ВЕР шляхом кращого використання первинних енергоресурсів палива в самому технологічному агрегаті і встановлення раціональних режимів його роботи.

Встановлення раціональних напрямів використання ВЕР вимагає в ряді випадків комплексного розгляду технології виробничого процесу та

утилізації ВЕР. Це призводить до розробки енерготехнологічних установок, модернізують технологічний процес (наприклад, циклонні енерготехнологічні установки та ін.).

Основним обладнанням для використання теплових ВЕР, а також надлишкового тиску є: котли-утилізатори (КУ), системи випарного охолодження (с.в.о.), охолоджувачі конверторних газів сталеплавильного виробництва (ОКГ), установки сухого гасіння коксу (УСГК), газові утилізаційні безкомпресорні турбіни (ГУБТ), абсорбційні холодильні машини.

Котли-утилізатори - застосовуються для використання фізичної теплоти відхідних гарячих газів. У ряді випадків вони забезпечують не тільки підвищення ефективності використання палива, але в поєднанні з технологічними печами сприяють підвищенню їх продуктивності, поліпшенню технологічного процесу (мартенівські печі, печі кольорової металургії та ін.).

Системи випарного охолодження застосовуються для охолодження гарячих поверхонь мартенівських, доменних і нагрівальних печей. Вони підвищують надійність і тривалість безперервної роботи печей.

Установки для утилізації теплоти відхідних газів при конверторному виробництві сталі набувають важливе практичне значення у зв'язку з усе більшим поширенням цього способу виробництва.

Установки сухого гасіння коксу можуть бути використані для вироблення пари та отримання цінних хімічних продуктів. Сухе гасіння коксу підвищує його якість і знижує втрати. Економічний ефект в доменному виробництві завдяки поліпшенню якості коксу в два рази перевищує ефект, отриманий на коксохімічному виробництві.

В газових утилізаційних безкомпресорних турбінах використовують надлишковий тиск доменних газів для виробництва електроенергії або для приводу компресорів. Застосування цих турбін на великих доменних печах дає економію умовного палива близько 15 тис. т на рік на кожну піч.

Абсорбційні холодильні машини можуть використовувати низькотемпературну (до 100 °С і нижче) теплоту промислових стічних вод, води охолодження обладнання, охолодження продуктових потоків, тобто теплоту, яка в інших установках не може бути використана. Кількість такої теплоти дуже велике. Утилізація її дозволила б заощадити до декількох мільйонів тон умовного палива на рік.

На рисунку 1.2 наведена схема комплексного використання теплових ВЕР на підприємствах. Поділ вторинних теплових енергоресурсів на дві групи високопотенціальні і низькопотенційна - визначено специфічним підходом до використання ВЕР різного потенціалу .

Зниження виходу теплових ВЕР передбачає:

- оснастка агрегатів - джерел ВЕР рекуператорами і хвостовими поверхнями нагрівання;
- впровадження випарного охолодження;
- впровадження осушення стисненого повітря з глибокою утилізацією теплоти;
- раціональний вибір енергоносія.

Після здійснення заходів щодо зниження виходу ВЕР варто розглядати питання забезпечення потреб підприємств в тепловій енергії та холоді за рахунок використання ВЕР. Причому для використання будь-якого виду теплових вторинних енергоресурсів необхідно утилізаційних обладнання.

Високопотенційні теплові ВЕР доцільно використовувати в першу чергу для технологічного теплопостачання, а потім для забезпечення витрат теплової енергії на опалення і вентиляцію. Для цього за полум'яними печами необхідно встановлювати котли - утилізатори, теплофікаційні поверхневі економайзери, установки попереднього нагрівання виробів, які підлягають подальшій термічній обробці. Доцільно використовувати підігрів стиснутого повітря перед споживачем, що крім використання ВЕР призводить і до економії стисненого повітря.

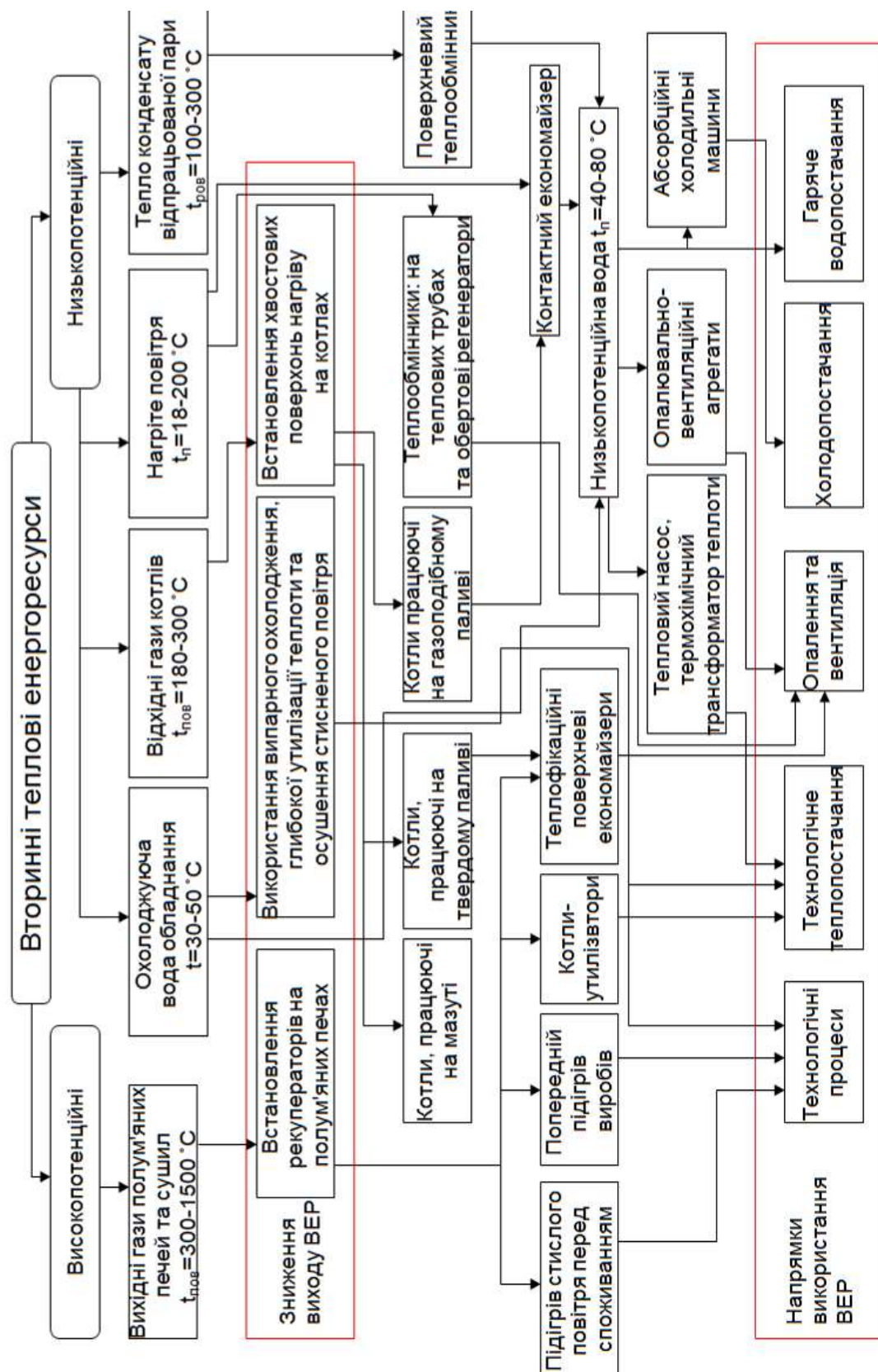


Рисунок 1.2 - Схема комплексного використання теплових ВЕР на підприємствах

Низькопотенційні теплові ВЕР з витяжною вентиляцією повітря можливо використовувати для підігріву повітря припливної вентиляції. Для цього необхідні ефективні теплообмінники, наприклад на теплових трубах, пластинчасті або оборотні регенеративні теплообмінники.

Практично всім видам ВЕР, окрім гарячої води, властива економічна недоцільність транспортування. Тому при неможливості використання їх поблизу агрегату – джерела, доцільно теплоту яка вміщається в відхідних газах або гарячому повітрі передати теплоносію воді. І надалі цю воду використовувати з метою опалення, вентиляції, гарячого водопостачання, та холодопостачання за допомогою спеціального обладнання.

Крім того, варто враховувати, що опалення та вентиляція носить сезонний характер теплоспоживання, тому для можливості використання низькопотенційних ВЕР для технологічних цілей необхідно підвищувати параметри теплоносія після теплоутилізаційних установок. Отже, вирішення проблеми використання низькопотенційних ВЕР має здійснюватися шляхом створення і використання трьох груп устаткування:

- теплообмінне обладнання, яке передає тепло всіх видів теплових ВЕР гарячій воді;
- опалювально-вентиляційні агрегати і абсорбційні холодильні машини;
- агрегати для підвищення параметрів теплоносія (наприклад, тепловий насос або термохімічний трансформатор теплоти).

На рисунку 1.3 наведена схема використання електроенергетичних ВЕР на підприємствах суднобудівної галузі. На схемі силові вторинні енергоресурси виділені в дві групи - електроенергію при випробуваннях виробів та електроенергію при випробуваннях електростанцій, що зумовлено різним підходом, вимог та термінів проведення випробувань.

При будівництві та ремонті електростанцій проходять випробування тисячі генераторів і первинних двигунів, потужності яких становлять від декількох кВт до десятків МВт. У період режимно-налагоджувальних випробувань і здавальних робіт перевірки, регулюванню і налагодженню,

піддаються генератори електростанцій, які забезпечують в експлуатаційних умовах електроенергією всі технологічні споживачі і схеми управління замовленням.



Рисунок 1.3 - Схема використання електроенергетичних ВЕР на підприємствах

Традиційний метод випробування вищевказаного обладнання - застосування навантажувальних пристроїв - отримав широке розповсюдження завдяки своїй простоті і наявності типової технологічної оснастки.

Проте суттєвим недоліком навантажувальних пристроїв є те, що вироблена випробувальним обладнанням енергія не використовується, а втрачається з холодною водою або повітрям і забруднює навколишнє середовище (окислами металів, тепловим забрудненням). Тому останнім часом все більше увага приділяється розробці таких методів і засобів, за допомогою яких можна більш ефективно здійснювати випробування.

Перевага такої технології полягає в тому, що вироблена електроенергія може бути передана в розподільну мережу підприємства для поповнення прибуткової частини електричного балансу.

Зниження виходу електроенергетичних ВЕР може бути забезпечено за рахунок скорочення обсягів і термінів випробувань або перенесення частини програми випробування електростанцій на період виготовлення продукції (виробів).

Для забезпечення випробувань виробів та електростанцій на розподільчих мережах підприємства необхідні розробка та впровадження узгоджувачів і тиристорних навантажувальних пристроїв, які дозволяють організувати електропостачання підприємства або передачу електроенергії в енергомережу за рахунок використання електроенергетичних вторинних енергоресурсів.

1.3 Сучасний стан використання вторинних енергоресурсів у промисловості

1.3.1 *Чорна металургія.* Будучи великим споживачем технологічного палива, металургійні печі мають відносно низький коефіцієнт його використання (мартенівські печі - 28-30 % , нагрівальні колодязі - 30-32 % , методичні печі - 25-30 %). Металургійні печі генерують у великих кількостях ВЕР.

Джерелами теплових ВЕР є: фізичне тепло відхідних продуктів згорання, тепло охолодження елементів печей, теплотехнічної продукції та відходів виробництва (рідкий чавун, злитки, агломерат, шлаки, кокс), надлишковий тиск і фізичне тепло колошникових газів та ін. Відходи та брухт - основне сировину вторинної металургії алюмінію, яке відрізняється від сировини первинної металургії алюмінію хімічним складом і мірою забрудненості різними металевими та неметалевими матеріалами (на переробку вторинної алюмінію витрачають в 20 разів менше електроенергії, ніж на електроліз, приблизно в 2 рази нижче капітальні витрати).

Застосовуються універсальні полум'яні відбивні печі. Міра використання теплових ВЕР відносно низька.

1.3.2 *Виробництво коксу.* До підприємств чорної металургії часто примикають коксохімічні заводи, що забезпечують виробництво металургійного коксу.

Тепловими ВЕР коксової батареї є: фізичне тепло коксу (50%), сухого коксового газу (15%), продуктів, що конденсуються в цьому газі (14%), теплота відхідних продуктів згорання (14%). Найбільший інтерес представляє фізична теплота коксу. На виході з коксової батареї кокс має температуру 1273-1373 К, і при охолодженні його водою фізичне тепло коксу повністю втрачається. Якщо замінити мокре гасіння коксу сухим за допомогою інертних газів, можна отримати 0,4 кг пара енергетичних параметрів на 1 кг коксу. Устаткування коксохімічних заводів установками сухого гасіння коксу забезпечить економію умовного палива при використанні фізичної теплоти коксу більше 4 млн. т. При сухому гасінні коксу також поліпшуються його характеристики як технологічного палива.

1.3.3 *Кольорова металургія.* Основними джерелами теплових ВЕР є: фізичне тепло відхідних продуктів згорання (у тепловому балансі різних печей воно становить 10-60 %), фізична теплота шлаків (15-70 %) і теплота охолодження елементів печей (10-30 %). Найбільш великими джерелами ВЕР є відбивні печі.

Використання ВЕР в кольоровій металургії характеризується низкою специфічних особливостей, наприклад: концентрацією великих кількостей ВЕР в одному агрегаті (до 150 ГДж/год.); високою запиленістю відхідних газів розплавленим шихтовим віднесенням; агресивністю відхідних газів через вміст у них сірчистого ангідриду; взаємозалежністю роботи технологічного агрегату і тепловикористовуючої установки; необхідністю поряд із утилізацією тепла забезпечити уловлювання пилу і подальшу газоочистку.

Ці особливості обумовлюють певні технічні труднощі в розробці та експлуатації тепловикористовуючого обладнання.

1.3.4 *Нафтопереробна і нафтохімічна промисловість* є найбільш паливо - і енергоємною. У виробництвах нафтопереробки, синтетичних каучуків і синтетичних спиртів, сажі, етилену і інших утворюється значна кількість теплових і горючих ВЕР.

Горючі ВЕР є висококалорійним паливом і використовуються, головним чином, для опалення промислових печей; економія палива від використання цих ВЕР дорівнює величині їх використання. Економічна ефективність використання горючих ВЕР визначається їх вартістю, так як практично ніяких додаткових витрат для їх спалювання не потрібно.

1.3.5 *Целюлозо - паперова промисловість*. У целюлозо – паперовій промисловості утворюються тільки горючі ВЕР у вигляді кори і деревних відходів, сульфітних і сульфатних луг. Залежно від породи деревини в ній міститься від 5 до 18 % кори. При знятті кори у відходи переходить від 1,5 до 3,5 % деревини, при розпилюванні й рубанні деревини у відходи переходить від 3 до 8,5 % від обсягу деревини. Утилізація відходів дозволяє більш дбайливо витрачати природні ресурси, наприклад: 1 т макулатури заощаджує 4 м³ деревини. Таким чином, масштаби збору та переробки макулатури дозволяють щорічно заощаджувати від вирубки понад 75 тис. га (75 км²) лісових масивів. Даний вид палива може спалюватися в котлах з механізованою або ручною подачею. Таким чином, горючі вторинні енергетичні ресурси дозволяють заміщати первинне паливо, яке закуповується за кордоном, і тим самим збільшують виробництво енергії за рахунок власних енергоресурсів.

1.3.6 *Газова промисловість* витрачає велику кількість палива на власні потреби. Основними споживачами палива є компресорні станції магістральних газопроводів, де на привід газоперекачувальних агрегатів витрачається 4-5% перекачаного газу.

Понад 70 % тепла палива, що витрачається в газотурбінних двигунах, відводиться з вихлопними газами, що мають температуру 540-690 К. Ці вихлопні гази є основним видом ВЕР в газовій промисловості.

1.3.7 *Важке машинобудування.* Підприємства важкого машинобудування споживають близько 6 млн. т умовного палива на рік. Великими споживачами палива є ковальсько - пресові, термічні та мартенівські цехи. Більшість цих цехів обладнані дрібними плавильними і металонагрівальними печами, що споживають високоякісні види палива з низьким коефіцієнтом їх використання. Для таких печей характерні значення $\eta = 10-25 \%$, що пояснюється високим температурним рівнем технологічного процесу, що змінюються в межах 1250-1550 К.

На підприємствах важкого машинобудування утворюються тільки теплові ВЕР у вигляді тепла продуктів згорання, тепла охолодження елементів печей, тепла відпрацьованої пари.

1.3.8 *Промисловість будівельних матеріалів* відноситься до великих споживачів технологічного палива і тепла. Найбільш енергоємними виробництвами є цементне, скляне, термоізоляційних матеріалів, цегельних і сантехнічних матеріалів.

Основними джерелами ВЕР:

тепло охолодження корпусів цементних печей,	67,7 %
тепло відхідних продуктів згорання скляних печей,	18,3 %
тепло охолодження вагранок мінеральної ванни,	2,9 %
тепло охолодження агрегатів виробництва сантехнічних матеріалів	3,5 %
тепло відхідних продуктів згорання випалювальних і сушильних агрегатів,	7,6 %

1.3.9 *Харчова промисловість* включає наступні основні виробництва: цукрове, спиртове, пивоварне, овочеконсервна. Вторинні енергоресурси утворюються в основному у вигляді тепла вторинних парів, тепла гарячої води, фізичного тепла основної продукції та відходів виробництва.

1.3.10 *Хімічна промисловість.* У хімічній промисловості до ВЕР слід віднести: фізичне тепло генераторних газів, особливо при газифікації палива під тиском в киплячому шарі; фізичне тепло сірчистих газів, одержуваних при різних способах випалу сірчаного колчедану, при утилізації якого можна отримати 1,8-2,7 МДж тепла на 1 т колчедану; фізичне тепло відхідних газів при виробництві знефторених фосфатів, складові 8-10 МДж на 1 т одержуваних фосфатів ; фізичне тепло відхідних газів виробництва сажі , що становить приблизно 70 % вихідного палива (природний газ, мазут). При використанні цих ВЕР в спеціальних парогенераторах можна отримати економію умовного палива до 0,7 т на кожні 1000 м³ витраченого природного газу. Метано-воднева фракція, одержувана у виробництві етилену , використовується як котельно-пічне паливо.

1.4 Визначення виходу і можливого використання вторинних енергоресурсів

При оцінці виходу і можливого використання вторинних енергоресурсів будемо вживати такі терміни та поняття.

Вихід ВЕР - кількість ВЕР, що утворюються в процесі виробництва в даному технологічному агрегаті за одиницю часу.

Вироблення за рахунок ВЕР - кількість тепла, холоду, електроенергії або механічної роботи, одержуваної за рахунок ВЕР в утилізаційної установці. Розрізняють можливе, економічно доцільне, плановане і фактичне вироблення (рис.1.4). Можливе вироблення - це максимальна кількість тепла, холоду, електроенергії або механічної роботи, яке можна практично отримати за рахунок даного виду ВЕР з урахуванням режимів роботи агрегату - джерела ВЕР і утилізаційної установки. Економічно доцільне вироблення - це кількість тепла, холоду, доцільність отримання якого від утилізаційної установки підтверджується економічними розрахунками. Плановане вироблення - кількість тепла, холоду, яке передбачається отримати за рахунок ВЕР. Фактичне вироблення - фактично отримана

кількість тепла, холоду на діючих утилізаційних установках за звітний період.

Економія палива за рахунок ВЕР - кількість первинного палива, яке економиться за рахунок використання вторинних енергоресурсів. Економія палива відповідно з використанням ВЕР також може бути можливою, економічно доцільною, планованою і фактичною.

У загальному вигляді питомий вихід ВЕР $q_{\text{вих}}$ визначається добутком питомої кількості енергоносія на його енергетичний потенціал,

$$q_{\text{вих}} = m\Pi \left(\frac{\text{одиниць енергії}}{\text{одиниць продукції або сировини}} \right), \quad (3.1)$$

де m - питома кількість енергоносія у вигляді твердих, рідких або газоподібних продуктів, одиниць продукції або сировини;

Π - енергетичний потенціал енергоносія, одиниць енергії / одиниць продукції або сировини.

Для горючих ВЕР $\Pi = Q_{\text{н}}^p$, кДж/кг (кДж/м³) - нижча теплота згорання, обумовлена експериментальним шляхом або за формулами залежно від елементарного складу ВЕР.

Для теплових ВЕР $\Pi = i$, кДж/кг (кДж/м³) - ентальпія.

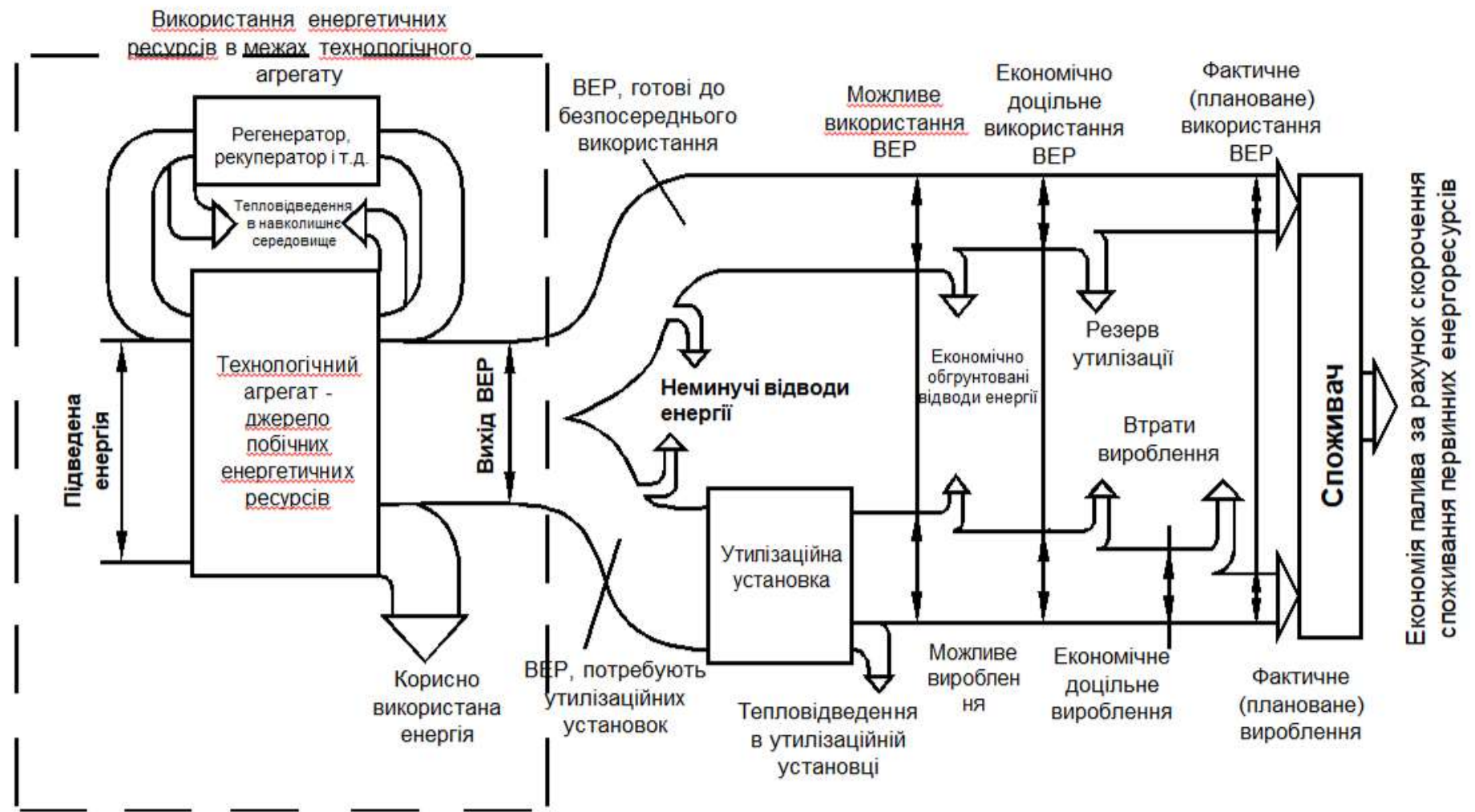


Рисунок 1.2 – Принципова схема використання енергетичних ресурсів і розподілу енергетичних напрямлень при утилізації ВЕР

Ентальпія твердих і рідких енергоносіїв,

$$i = C_m(T - T_0) \text{ (кДж/кг)}, \quad (3.2)$$

газоподібних енергоносіїв

$$i = \sum r_i C_{p_{m_i}}(T - T_0) \text{ (кДж/м}^3\text{)}, \quad (3.3)$$

де C_m - середня теплоємність твердого (рідкого) енергоносія при температурі $T - T_0$, кДж / (кг·К);

T - температура енергоносія, К;

T_0 - температура енергоносія при 273,15 К;

r_i - об'ємна частка i -го компонента газоподібного енергоносія;

$C_{p_{m_i}}$ - середня об'ємна теплоємність при постійному тиску i -го компонента енергоносія при температурі T , кДж / (м³ К).

Робота ізоентропного розширення l_{iz} для рідин, (кВт·год/кг)

$$l_{iz} = \frac{0,27(P_1 - P_2)}{\gamma} \quad (3.4)$$

де P_1 і P_2 - тиск енергоносія відповідно на вході в утилізаційну установку і на виході з неї, МПа.

γ - питома вага рідини.

Для газоподібного енергоносія,

$$l_{iz} = \frac{i_1 - i_2}{3600} \text{ (кВт·год./м}^3\text{)}, \quad (3.5)$$

де i_1 - ентальпія газу перед розширенням при тиску P_1 і температурі T_1 , кДж/м³;

i_2 - ентальпія газу наприкінці ізоентропного розширення до тиску P_2 і температури T_2 , кДж/м³.

Ентальпію газу можна знайти за температурою та тиском по таблицям [4]. При невідомій температурі газу наприкінці ізоентропного розширення T_2 , вона знаходиться за наступною формулою, (К),

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (3.6)$$

де k - середній показник ізоентропи в інтервалі температур T_1 і T_2 , що визначається за істинними теплоємкостями газу.

Обсяг виходу ВЕР за розглянутий період часу $Q_{\text{вих}}$ визначається добутком питомої виходу $q_{\text{вих}}$ на випуск продукції або витрата сировини за цей період M ,

$$Q_{\text{вих}} = q_{\text{вих}} \cdot M. \quad (3.7)$$

Рекомендується визначати річний обсяг виходу ВЕР.

В енергетичних балансах підприємств слід враховувати не вихід, а можливе використання ВЕР. При безпосередньому використанні ВЕР без зміни виду енергоносія можливе використання одного виходу ВЕР за вирахуванням неминучих втрат. Якщо ВЕР використовуються з перетворенням енергоносія в утилізаційних установках, то можливе використання одного можливого вироблення енергії.

Можливе вироблення тепла Q_T в утилізаційної установці за рахунок теплових ВЕР, (ГДж/год.),

$$Q_T = m \cdot (i_1 - i_2) \cdot \beta \cdot (1 - \xi) \cdot 10^{-6} \cdot \tau. \quad (3.8)$$

Можливе вироблення холоду Q_X ,

$$Q_x = m \cdot (i_1 - i_2) \cdot \beta \cdot \varepsilon \cdot 10^{-6} \cdot \tau, \quad (3.9)$$

де i_1, i_2 - ентальпія енергоносія відповідно на вході в утилізаційну установку і на виході з неї, кДж/м³ кДж/кг;

β - коефіцієнт, що враховує невідповідність режиму і числа годин роботи утилізаційної установки і агрегату - джерела ВЕР;

ξ - коефіцієнт, що враховує тепловідвід в навколишнє середовище;

ε - холодильний коефіцієнт - відношення кількості виробленого холоду до кількості витраченого тепла.

Вироблення електроенергії в утилізаційній турбіні за рахунок ВЕР надлишкового тиску,

$$W = m \cdot l_{iz} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\varepsilon} \cdot \tau \cdot 10^{-6}, \quad (3.10)$$

де η_{oi} - відносний внутрішній к.к.д. турбіни;

η_M - механічний к.к.д. турбіни;

η_{ε} - к.к.д. електрогенератора.

Вироблення електроенергії за рахунок утилізаційного пара, (млн. кВт · год./рік),

$$W = \frac{D_{II} \cdot (i_1 - i_2)}{3600} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\varepsilon}, \quad (3.11)$$

де D_{II} - річна витрата утилізаційного пари на вироблення електроенергії, тис. т на рік;

i_1, i_2 - ентальпія пари на вході в турбіну і на виході з неї, кДж/кг.

Для розрахунку виходу і можливого використання ВЕР по деяких галузях промисловості можна користуватися нормативами.

1.5 Визначення економії палива за рахунок використання вторинних енергоресурсів

Основою економічної ефективності використання ВЕР є досягнення економії первинного палива в народному господарстві і забезпечується при цьому економія витрат з видобутку і транспорту палива.

Економія палива за рахунок ВЕР визначається за величиною використання ВЕР. При виробленні тепла або безпосередньому використанні теплових ВЕР економія B_e становить,

$$B_e = B \frac{Q_T}{Q_{y.p.} \eta_{зам}},$$

$$B_e = \frac{0,0342}{\eta_{зам}} \cdot Q_T \cdot \sigma = \frac{0,0342}{\eta_{зам}} \cdot Q_{вик}, \quad (3.12)$$

а для виробленню холоду

$$B_e = \frac{0,0342}{\eta_{зам}} \frac{Q_X}{\varepsilon}, \quad (3.13)$$

де $Q_{вик}$ - використання теплових ВЕР, ГДж/рік ;

$\frac{Q_{вик}}{Q_X} = \sigma$ - коефіцієнт використання вироблення, що представляє собою

частку використовуваної споживачами вироблення й залежний від розбіжності режимів виходу ВЕР та споживання утилізаційного тепла в часовому, добовому і річному розрізах;

$\eta_{зам}$ - к.в.п. заміщаємої енергетичної установки, з показниками якої зіставляється ефективність використання ВЕР.

На підприємствах, тепlopостачання яких здійснюється від заводської або районної ТЕЦ, використання теплових ВЕР може привести до тимчасового зниження економічності роботи ТЕЦ внаслідок зменшення теплового навантаження відборів або протитиску турбін. У цьому випадку

економія палива визначається з урахуванням перевитрати палива на ТЕЦ:

$$B_e = Q_{\text{вик}} \left[\frac{0,0342}{\eta} - W_T (b_k - b_T) \cdot 10^{-6} \right], \quad (3.14)$$

де η - к. в. п. палива котельні ТЕЦ;

W_T - питоме вироблення електроенергії за теплофікаційний цикл турбінами ТЕЦ на одиницю відпущеного споживачам тепла, кВт·год/ГДж;

b_k - питома витрата палива на вироблення електроенергії в енергетичній системі або теплофікаційній турбіні по конденсаційному циклу, грам умовного палива на 1 кВт·год.; b_T - питома витрата палива на вироблення електроенергії на заміщуючій ТЕЦ по теплофікаційної циклу, грам умовного палива на 1 кВт·год.

При силовому напрямку використання ВЕР економія палива складе,

$$B_e = b_e W, \quad (3.15)$$

де b_e - питома витрата палива на вироблення електроенергії в енергетичній системі або на заміщуючій установці, з показниками якої порівнюється ефективність утилізації ВЕР, грам умовного палива на 1 кВт·год.;

W - кількість вироблюваної електроенергії, кВт·год.

При комбінованому виробленні тепла та електроенергії економія палива за рахунок ВЕР дорівнює сумарній економії палива.

При використанні ВЕР в якості палива економія палива визначається за формулою

$$B_e = 0,0342 Q_{\text{вик}} \frac{\eta_1}{\eta_2} = B_{\text{вик}} \frac{\eta_1}{\eta_2}, \quad (3.16)$$

де $Q_{\text{вик}}$ - величина використання горючих ВЕР, ГДж/рік;

$B_{\text{вик}}$ - те ж в умовному паливі, тонн умовного палива на рік;

η_1 - к. в. п. палива паливовикористовуючого агрегату при роботі на горючих ВЕР;

η_2 - к. в. п. палива того ж агрегату при роботі на первинному паливі.

Практичне завдання №1

Задача 1.1. Визначити економію палива від використання фізичного тепла відхідних продуктів згорання мартенівської печі для наступних умов: продуктивність печі G , т/год.; число годин роботи на рік $\tau = 8200$ год./рік; паливо - природний газ наступного складу (у % за об'ємом; вибирається за N); питома витрата газу B ; температура продуктів згорання за регенераторами T ; за утилізатором - парогенератором на відхідних газах ТПВГ; витрата кисню в факел і ванну VO_2 . Для даних умов визначити паропроductивність парогенератора при $P = 4,5$ МПа і $t_{\text{п.п}}$, $T_{\text{п.в}}$, коефіцієнт використання тепла $\eta_{\text{зам}} = 0,95$. Надлишки повітря приймаємо: за регенератором $\alpha_1 = 1,6$; за утилізатором $\alpha_2 = 1,8$.

Таблиця 1.1 - Вихідні дані для вирішення завдання

№	Склад газу по об'єму, %												Теплота згорання нижча сухого газу $Q_{\text{нс}}$, кДж/м ³
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂ і більш важкі	N ₂	CO ₂	H ₂ S	O ₂	CO	H ₂	Негранічні вуглеводороди	
1	84,5	3,8	1,9	0,9	0,3	7,8	0,8	—	—	—	—	—	35824,5
2	62,4	3,6	2,6	0,9	0,2	30,2	0,1	—	—	—	—	—	28324,4
3	91,9	2,1	1,3	0,4	0,1	3	1,2	—	—	—	—	—	36159,7
4	93,8	2	0,8	0,3	0,1	2,6	0,4	—	—	—	—	—	36117,8
5	92,8	2,8	0,9	0,4	0,1	2,5	0,5	—	—	—	—	—	36578,7
6	91,2	3,9	1,2	0,5	0,1	2,6	0,5	—	—	—	—	—	37039,6
7	89,7	5,2	1,7	0,5	0,1	2,7	0,1	—	—	—	—	—	37458,6
8	85,8	0,2	0,1	0,1	0	13,7	0,1	—	—	—	—	—	31006
9	98,9	0,3	0,1	0,1	0	0,4	0,2	—	—	—	—	—	35908,3
10	95,6	0,7	0,4	0,2	0,2	2,8	0,1	—	—	—	—	—	35531,2
11	98,5	0,2	0,1	0	0	1	0,2	—	—	—	—	—	35531,2

12	92,8	3,9	1,1	0,4	0,1	1,6	0,1	—	—	—	—	—	37332,9
13	92,8	3,9	1	0,4	0,3	1,5	0,1	—	—	—	—	—	37332,9
14	94,1	3,1	0,6	0,2	0,8	1,2	—	—	—	—	—	—	37898,55
15	81,7	5,3	2,9	0,9	0,3	8,8	0,1	—	—	—	—	—	36830,1
16	97,1	0,3	0,1	0	0	2,4	0,1	—	—	—	—	—	35070,3
17	95,4	2,6	0,3	0,2	0,2	1,1	0,2	—	—	—	—	—	36620,6
18	85,9	0,1	1,5	0,8	0,6	5	0,1	—	—	—	—	—	38380,4
19	95,5	2,7	0,4	0,2	0,1	1	0,1	—	—	—	—	—	36704,4
20	94	2,8	0,4	0,3	0,1	2	0,4	—	—	—	—	—	36285,4
21	98,2	0,4	0,1	0,1	0	1	0,2	—	—	—	—	—	35656,9
22	68,5	14,5	7,6	3,5	1	3,5	1,4	—	—	—	—	—	45880,5
23	96,1	0,7	0,1	0,1	0	2,8	0,2	—	—	—	—	—	35154,1
24	93,2	1,9	0,8	0,3	0,1	3	0,7	—	—	—	—	—	35866,4
25	81,5	8	4	2,3	0,5	3,2	0,5	—	—	—	—	—	41481
26	93,9	3,1	1,1	0,3	0,1	1,3	0,2	—	—	—	—	—	37123,4
27	94,9	3,2	0,4	0,1	0,1	0,9	0,4	—	—	—	—	—	36746,3
28	91,9	2,4	1,1	0,8	0,1	3,2	0,5	—	—	—	—	—	36494,9
29	93,2	2,6	1,2	0,7	—	2	0,3	—	—	—	—	—	37039,6
30	93,8	3,6	0,7	0,2	0,4	0,7	0,6	—	—	—	—	—	37584,3
31	95,7	1,9	0,5	0,3	0,1	1,3	—	—	—	—	0,2	—	36494,9

$G=40+n_1+n_2$, т/год.;

$B=100+n_2$, м³/т;

$T=1000+n_2$, К;

$ТПВГ=450+N$, К;

$V_{O_2}=40+n_1$, м³/т

$Тп.п=600+n_1n_2$, К;

$Тп.в=350+N$, К;

де n_1 , n_2 , N – відповідно передостання, остання цифри номера залікової книжки і номер варіанта за списком журналу.

Розв'язання.

Почнемо рішення задачі зі знаходження теоретичних об'ємів повітря і продуктів згорання. Дійсні ж обсяги будуть розраховуватися з урахуванням різних коефіцієнтів надлишку повітря, тому що розрахунок ведемо по різних поверхнях нагріву, а саме регенератор ($\alpha = 1,6$) і парогенератор ($\alpha = 1,8$).

Отже, теоретично необхідний об'єм повітря, $\frac{\text{м}^3 (\text{повітря})}{\text{м}^3 (\text{палива})}$:

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

Приймаємо, що з киснево-конвертерного цеху подаємо $\frac{O_2}{0,21}$ (м³/м³) кисню, при цьому для перерахунку на тонну сталі отримаємо $\frac{O_2}{0,21 \cdot B}$ (м³/т)

Теоретичні об'єми продуктів згорання $\frac{\text{м}^3 (\text{газу})}{\text{м}^3 (\text{палива})}$:

азоту

$$V_{N_2}^0 = 0,79V_{\text{под}} + \frac{N_2}{100},$$

триатомних газів

$$V_{RO_2}^0 = 0,01[CO_2 + CO + H_2S + \sum mC_m H_n],$$

водяних парів

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left[H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124d_{\text{г.тл.}} \right] + 0,0161V_{\text{под}},$$

де $d_{\text{г.тл.}} = 10 \text{ г/м}^3$,

димових газів

$$V_{\Gamma}^0 = V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0.$$

Дійсні обсяги продуктів згорання $\frac{\text{м}^3 (\text{газів})}{\text{м}^3 (\text{палива})}$:

триатомних газів

$$V_{RO_2} = V_{RO_2}^0,$$

азоту

$$V_{N_2} = V_{N_2}^0 + 0,79(\alpha - 1)V_{\text{под}},$$

водяних парів

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V_{\text{под}},$$

кисню

$$V_{O_2 \text{ изб}} = [V_{\text{под}}(\alpha - 1)0,21] \frac{\text{м}^3 \text{ газів}}{\text{т сталі}}.$$

У перерахунку на одиницю продукції для кожного виду газів, що відходять маємо, $\frac{\text{м}^3 \text{ газів}}{\text{т сталі}}$:

$$V_{RO_2} = V_{RO_2}^0 \cdot B,$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 \cdot B,$$

$$V_{N_2} = V_{N_2}^0 \cdot B,$$

$$V_{O_2} = V_{O_2}^0 \cdot B.$$

Визначимо ентальпію продуктів згорання, $\frac{\Gamma_{\text{Дж}}}{\tau}$:

$$I = (V_{\text{RO}_2} \overline{(c\vartheta)_{\text{RO}_2}} + V_{\text{H}_2\text{O}} \overline{(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}} + V_{\text{N}_2} \overline{(c\vartheta)_{\text{N}_2}} + V_{\text{O}_2} \overline{(c\vartheta)_{\text{O}_2}}),$$

де $\overline{(c\vartheta)_{\text{RO}_2}}$ – середня ентальпія продуктів згорання, кДж/м³.

Річний вихід тепла продуктів згорання, $\frac{\Gamma_{\text{Дж}}}{\text{год}}$:

$$Q_{\tau} = G\tau I_{\text{рг}},$$

де $I_{\text{рг}}$ – ентальпія продуктів згорання за регенератором, кДж/м³

Можливе вироблення тепла в парогенераторі на відхідних продуктах згорання визначимо за формулою, $\frac{\Gamma_{\text{Дж}}}{\text{год}}$:

$$Q_{\text{н}} = G\tau(I_{\text{рг}} - I_{\text{пог}})\beta(1 - \xi).$$

Економія умовного палива розраховується за формулою, т.у.п.:

$$B_{\text{з}} = \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{у.т.}} \cdot \eta_{\text{зам}}} = \frac{Q_{\text{н}}}{29,3 \cdot \eta_{\text{зам}}} = \frac{0,0342}{\eta_{\text{зам}}} Q_{\text{н}}.$$

Для знаходження паропродуктивності парогенератора висловимо цю величину через коефіцієнт використання тепла:

$$\eta_{\text{пог}} = \frac{D \cdot \Delta i}{Q_{\tau}} \Rightarrow D = \frac{Q_{\tau} \cdot \eta_{\text{н}}}{\Delta i} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{пог}}}{i_{\text{пп}} - i_{\text{пв}}},$$

де $i_{\text{пп}}, i_{\text{пв}}$ - ентальпії відповідно перегрітої пари і живильної води, значення яких визначаються з таблиць води і водяної пари [1].

Приклад рішення

Вид палива - природний газ; за завданням його порядковий номер = 32.
(N = 32).

Вихідні дані:

G=49 т/год.;

V=104 м³/т;

T=1004 °C;

ТПВГ=482 °C;

VO2=45 м³/т;

Тп.п=620 К;

Тп.в=382 К.

1. Розраховуємо теоретичний об'єм газів, $\frac{\text{м}^3 (\text{газів})}{\text{м}^3 (\text{палива})}$,

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0476 \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right] = \\ = 0,0476 [0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 1,1 + 1,5 \cdot 0 + 2 \cdot 91,4 + 3 \cdot 4,1 + 5 \cdot 1,9 + 6,5 \cdot 0,6 - 0] = 9,951$$

2. Визначаємо кількість повітря, яке подається з паливом. Загальний обсяг подаваного повітря зменшується на об'єм кисню подаваного з киснево-конвертерного цеху, $\frac{\text{м}^3 (\text{газов})}{\text{м}^3 (\text{топлива})}$,

$$V_{\text{под}} = V_{\text{в}}^0 - \frac{V_{O_2}}{0,21 \cdot B} = 9,951 - \frac{45}{0,21 \cdot 104} = 8,459,$$

де $\frac{O_2}{0,21}$ - необхідна кількість кисню подаваного з киснево-конвертерного цеху.

3. Розраховуємо теоретичний об'єм азоту, $\frac{\text{м}^3 (\text{газів})}{\text{м}^3 (\text{палива})}$,

$$V_{N_2}^0 = 0,79V_{\text{под}} + \frac{N_2}{100} = 0,79 \cdot 8,459 = 6,685.$$

4. Визначаємо об'єм триатомних газів, $\frac{\text{м}^3 (\text{газів})}{\text{м}^3 (\text{палива})}$,

$$V_{RO_2}^0 = 0,01[CO_2 + CO + H_2S + \sum mC_mH_n] = 0,01[0,7 + 0 + 0 + 1 \cdot 91,4 + 2 \cdot 4,1 + 3 \cdot 1,9 + 4 \cdot 0,6] = 1,084$$

5. Теоретичний об'єм водяних парів визначимо за формулою, $\frac{\text{м}^3 (\text{газів})}{\text{м}^3 (\text{палива})}$,

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left[H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124d_{\text{г.тл.}} \right] + 0,0161V_{\text{под}} = \\ 0,01[0 + 1,1 + 2 \cdot 91,4 + 2 \cdot 4,1 + 4 \cdot 1,9 + 5 \cdot 0,6 + 0,124 \cdot 10] + \\ 0,0161 \cdot 8,459 = 2,176$$

6. Визначимо об'єм димових газів, $\text{м}^3/\text{м}^3$,

$$V_{\text{г}}^0 = V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 = 1,084 + 6,685 + 2,176 = 9,945.$$

7. Розраховуємо дійсний об'єм повітря ($\alpha=1,6$), $\frac{\text{м}^3 (\text{газів})}{\text{м}^3 (\text{палива})}$,

$$V_{\text{в}} = V_{\text{под}} * \alpha = 8,495 * 1,6 = 13,592.$$

8. Визначимо дійсний об'єм триатомних газів, $\frac{\text{м}^3 (\text{газів})}{\text{м}^3 (\text{палива})}$,

$$V_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2}^0 = 1,084.$$

9. Розраховуємо дійсний об'єм азоту (при $\alpha=1,6$), $\frac{\text{м}^3 (\text{газів})}{\text{м}^3 (\text{палива})}$,

$$\begin{aligned} V_{\text{N}_2} &= V_{\text{N}_2}^0 + 0,79(\alpha - 1)V_{\text{под}} = \\ &= 6,685 + 0,79(1,6 - 1)8,459 = 10,695. \end{aligned}$$

10. Дійсний об'єм водяних парів (при $\alpha=1,6$), $\frac{\text{м}^3 (\text{газів})}{\text{м}^3 (\text{палива})}$,

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V_{\text{под}} = 2,176 + 0,0161(1,6 - 1)8,459 = 2,2577.$$

11. Визначаємо дійсний об'єм кисню (розрахунок уже зроблений на одиницю випущеної продукції), $\text{м}^3/\text{т}$,

$$\begin{aligned} V_{\text{O}_2} &= V_{\text{O}_2}^{\text{под}} + [V_{\text{под}}(\alpha - 1)0,21]B = 44,55 + [8,459(1,6 - 1)0,21]104 \\ &= 155,397, \frac{\text{м}^3}{\text{т}} \\ V_{\text{O}_2}^{\text{под}} &= 0,99 \cdot V_{\text{O}_2} = 0,99 \cdot 45 = 44,55. \end{aligned}$$

$$V_{\text{O}_2}^{\text{ізб}} = 0,21 \cdot V_{\text{в}} (\alpha - 1)$$

12. Аналогічно визначаємо дійсні обсяги газів, що відходять за парогенератором ($\alpha=1,8$), $\frac{\text{м}^3 (\text{газів})}{\text{м}^3 (\text{палива})}$,

триатомних газів

$$V_{\text{RO}_2} = 1,084.$$

азоту

$$V_{\text{N}_2} = 6,685 + 0,79(1,8 - 1)8,459 = 12,031.$$

водяних парів

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 2,176 + 0,0161(1,8 - 1)8,459 = 2,285.$$

кисню (розрахунок уже зроблений на одиницю випущеної продукції)

$$V_{O_2} = 44,55 + [8,459(1,8 - 1)0,21]104 = 192,346, \frac{m^3}{t}.$$

13. Знайдемо значення цих величин в розрахунку на одиницю продукції, що випускається, $\frac{m^3 \text{ газів}}{t \text{ сталі}}$:

для регенератора

$$V_{RO_2} = 1,084 \cdot 104 = 112,736,$$

$$V_{H_2O} = 2,2577 \cdot 104 = 234,8,$$

$$V_{N_2} = 10,695 \cdot 104 = 1112,28,$$

$$V_{O_2 \text{ изб}} = 1,49 \cdot 104 = 155,397.$$

для парогенератора

$$V_{RO_2} = 112,736,$$

$$V_{H_2O} = 237,64,$$

$$V_{N_2} = 1251,224.$$

14. Визначимо ентальпії продуктів згорання за регенератором і парогенератором. У першому випадку розрахунок середніх ентальпій продуктів згорання буде вестися по температурі Т, а в другому - по $T_{\text{ПВГ}}, \frac{ГДж}{t},$

$$I_{\text{рг}} = (V_{RO_2} \overline{(c\vartheta)}_{RO_2} + V_{H_2O} \overline{(c\vartheta)}_{H_2O} + V_{N_2} \overline{(c\vartheta)}_{N_2} + V_{O_2 \text{ изб}} \overline{(c\vartheta)}_{O_2}) \cdot 4,19 \cdot 10^{-6};$$

$$I_{\text{рг}} = (112,736 \cdot 528,44 + 234,8 \cdot 413,92 + 1112,28 \cdot 334,44 + 155,397 \cdot 354,52) \cdot 4,19 \cdot 10^{-6} = 2,446$$

$$I_{\text{пог}} = (V_{RO_2} \overline{(c\vartheta)}_{RO_2} + V_{H_2O} \overline{(c\vartheta)}_{H_2O} + V_{N_2} \overline{(c\vartheta)}_{N_2} + V_{O_2} \overline{(c\vartheta)}_{O_2}) \cdot 4,19 \cdot 10^{-6};$$

$$I_{\text{пог}} = (112,736 \cdot 956,79 + 237,64 \cdot 764,93 + 1251,224 \cdot 639,81 + 192,346 \cdot 673,04) \cdot 10^{-6} = 1,22$$

Таблиця 1.2 – Добуток теплоємкості та температури газів

θ, 0C	(сθ)RO ₂ кДж/м ³	(сθ)N ₂ кДж/м ³	(сθ)O ₂ кДж/м ³	(сθ)H ₂ O кДж/м ³	(сθ)Повітря кДж/м ³
100	169	130	131,985	151	132
200	357	260	267,322	304	266
300	559	392	407,268	463	403
400	772	527	551,404	626	542
500	996	664	699,73	794	684
600	1222	804	850,57	967	830
700	1461	946	1005,6	1147	979
800	1704	1093	1160,63	1335	1130

900	1951	1243	1319,85	1524	1281
1000	2202	1394	1479,07	1725	1436
1100	2457	1545	1638,29	1926	1595

15. Річний вихід тепла відхідних продуктів згорання, $\frac{\text{ГДж}}{\text{год}}$:

$$Q_{\text{т}} = G \tau I_{\text{рг}} = 49 \cdot 8200 \cdot 2,446 = 982,803 \cdot 10^3.$$

16. Можливе вироблення тепла в парогенераторі на відхідних продуктах згорання визначимо за формулою, $\frac{\text{ГДж}}{\text{год}}$:

$$Q_{\text{н}} = G \tau (I_{\text{рг}} - I_{\text{пог}}) \beta (1 - \xi) = 49 \cdot 8200 \cdot (2,446 - 1,22) \cdot 0,7 \cdot 0,85 = 293,101 \cdot 10^3$$

17. Економія палива складе, т:

$$B_{\text{з}} = \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{у.п.}} \cdot \eta_{\text{зам}}} = \frac{Q_{\text{н}}}{29,3 \cdot \eta_{\text{зам}}} = \frac{0,0342}{\eta_{\text{зам}}} Q_{\text{н}} = \frac{0,0342}{0,8} 293,101 \cdot 10^3 = 12,53 \cdot 10^3.$$

18. Скориставшись таблицями води і водяної пари [4] Визначимо ентальпію перегрітої пари і живильної води відповідно заданих їх параметрів, тобто по температурі і тиску

$$P = 4,5 \text{ МПа};$$

$$T_{\text{пп}} = 620 \text{ }^{\circ}\text{К};$$

$$i_{\text{пп}} = 3073,5 \text{ кДж/кг};$$

$$P = 4,5 \text{ МПа};$$

$$T_{\text{пв}} = 382 \text{ }^{\circ}\text{К};$$

$$i_{\text{пв}} = 457,08 \text{ кДж/кг},$$

тоді можемо перейти до розрахунку паропроодуктивності парогенератора, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$:

$$D = \frac{Q_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{пог}}}{\Delta i \cdot 10^{-6}} = \frac{Q_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{пог}}}{(i_{\text{пп}} - i_{\text{пв}}) \cdot 10^{-6}} = \frac{1107,763 \cdot 10^3 \cdot 0,95}{(3073,5 - 457,08) \cdot 10^{-6}} = 402,22 \cdot 10^6 \frac{\text{кг}}{\text{год}} = 12,75$$

Задача 1.2. В металонагрівальній пічній установці, що працює за схемою піч - рекуператор - парогенератор, витрачається природний газ в кількості $B = 1,6 \text{ м}^3/\text{с}$ з теплою згорання палива $Q_{\text{нр}}$, МДж/м³. Визначити економію умовного палива при установці повітрянагрівача. Коефіцієнт витрати повітря за піччю $\alpha_1 = 1,2$; за повітропідігрівачем $\alpha_2 = 1,3$; за парогенератором $\alpha_3 = 1,45$; Температура продуктів згорання за піччю $T_2 = 1275 \text{ К}$; за рекуператором $T_3 = 925 \text{ К}$; за парогенератором $T_4 = 475 \text{ К}$. $\eta_{\text{рек}} = \eta_{\text{пвг}} = 0,95$; $\eta_{\text{зам}} = 0,88$.

Джерелом теплоти є органічне паливо, а саме природний газ; характеристики палива приймаються такими ж як у задачі 1.1.

Приклад рішення.

1. Перерахунок витрати природного газу на умовне паливо, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$:

$$B_{\text{у.м.}} = B \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{Q_{\text{у.м.}}} = 1,6 \frac{38,045}{29,3} = 2,078,$$

де 29,3 – нижча теплота згорання умовного палива, МДж/кг(у.т.).

2. Економія умовного палива розраховується за формулою, $\frac{\text{кВт}}{\text{с}}$:

$$B_3 = \frac{Q_u}{Q_{y.m.} \cdot \eta_{зам}} = \frac{Q_u}{29,3 \cdot \eta_{зам}} = \frac{0,0342}{\eta_{зам}} Q_u,$$

Із цього виразу залишається невідомим множник Q_u . Визначимо його за формулою, МВт:

$$Q_u = (I' - I'') \frac{V_{\varepsilon}}{V_{\varepsilon}} \eta_{рек},$$

де I', I'' - відповідно ентальпії відхідних газів перед повітрянагрівачем і після нього, МВт;

V_{ε} – дійсний об'єм димових газів, розрахований по середньому коефіцієнту надлишку повітря, т.е. $\alpha = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}$

V_{ε} – дійсний об'єм повітря, розрахований за коефіцієнтом надлишку повітря за піччю ($\alpha = 1, 2$)

Виходячи з того, що характеристики палива залишилися незмінними порівняно із завданням 1.1., То немає необхідності вести розрахунок теоретичних об'ємів газів, а перейти відразу до визначення їх дійсних обсягів перед повітрянагрівачем ($\alpha = 1, 2$) і після нього ($\alpha = 1, 3$) за формулами (1.x - 1.xx). Розрахункові формули такі ж як у задачі 1.1., Тому наводимо відразу чисельні значення величин. Дійсні об'єми димових газів перед повітрянагрівачем ($\alpha = 1, 2$), $\frac{\text{м}^3 (\text{газів})}{\text{м}^3 (\text{палива})}$:

Триатомних газів

$$V_{RO_2} = 1,084.$$

азоту

$$V_{N_2} = 7,863 + 0,79(1,2 - 1)9,951 = 9,435,$$

водяних парів

$$V_{H_2O} = 2,1996 + 0,0161(1,2 - 1)9,951 = 2,232.$$

3. Дійсні обсяги димових газів за повітрянагрівачем ($\alpha = 1, 3$), $\frac{\text{м}^3 (\text{газів})}{\text{м}^3 (\text{палива})}$.

Триатомних газів

$$V_{RO_2} = V_{RO_2}^0 = 1,084,$$

Азоту

$$V_{N_2} = V_{N_2}^0 + 0,79(\alpha - 1)V_{под} = 7,863 + 0,79(1,3 - 1)9,951 = 10,22,$$

водяних парів

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V_{\text{под}} = 2,1996 + 0,0161(1,3 - 1)9,951 = 2,248$$

4. У перерахунку на витрату в одиницю часу отримаємо, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$:

перед повітрянагрівачем:

$$V_{RO_2} = V_{RO_2} \cdot B = 1,084 \cdot 1,6 = 1,734,$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O} \cdot B = 2,232 \cdot 1,6 = 3,571,$$

$$V_{N_2} = V_{N_2} \cdot B = 9,435 \cdot 1,6 = 15,096,$$

за повітрянагрівачем:

$$V_{RO_2} = 1,734,$$

$$V_{H_2O} = 3,597,$$

$$V_{N_2} = 16,352.$$

5. Визначимо ентальпії продуктів згорання перед повітрянагрівачем і за ним. У першому випадку розрахунок середніх ентальпій продуктів згорання буде вестися по температурі $T_2 = 1275 \text{ K}$, а в другому – по $T_3 = 925 \text{ K}$, MBm :

$$I_z = I^0 + I_B(\alpha - 1);$$

$$I^0 = I^{0'} - I^{0''};$$

$$I^{0'} = (V_{RO_2} \overline{(c\vartheta)}_{RO_2} + V_{H_2O} \overline{(c\vartheta)}_{H_2O} + V_{N_2} \overline{(c\vartheta)}_{N_2}) \cdot 10^{-3};$$

$$I^{0'} = (1,734 \cdot 2209,05 + 3,571 \cdot 1730,30 + 15,096 \cdot 1398,29) \cdot 10^{-3} = 31,118$$

;

$$I^{0''} = (V_{RO_2} \overline{(c\vartheta)}_{RO_2} + V_{H_2O} \overline{(c\vartheta)}_{H_2O} + V_{N_2} \overline{(c\vartheta)}_{N_2}) \cdot 10^{-3};$$

$$I^{0''} = (1,734 \cdot 1347,67 + 3,597 \cdot 1061,58 + 16,352 \cdot 878,56) \cdot 10^{-3} = 20,522$$

;

$$I_B = I_B' - I_B'' = V_B^0 (\overline{(c\vartheta)}_B - \overline{(c\vartheta)}_B) = 9,951 \cdot (1436 - 904,5) \cdot 10^{-3} = 5,2;$$

$$I_z = I^0 + I_B(\alpha - 1) = (31,118 - 20,522) + 5,2(1,25 - 1) = 11,896;$$

6. Розрахуємо значення кількості теплоти, віддане димовими газами в повітрянагрівачі, MBm :

$$Q_u = I_z \frac{V_z}{V_g} \eta_{\text{пек}} = 11,896 \frac{21,046}{19,902} = 12,58.$$

7. Економія умовного палива складе, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$:

$$B_3 = \frac{Q_u}{Q_{\text{y.m.}} \cdot \eta_{\text{зам}}} = \frac{Q_u}{29,3 \cdot \eta_{\text{зам}}} = \frac{0,0342}{\eta_{\text{зам}}} Q_u = \frac{0,0342}{0,88} 12,58 = 0,49.$$

2 ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ТА ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ БАЛАНСИ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ВИРОБНИЧИХ АГРЕГАТІВ

Оцінка ефективності використання тепла в установках, незалежно від їх складності, до останнього часу ґрунтувалася на застосуванні першого закону термодинаміки (енергетичний баланс), що відображає кількісну сторону теплових процесів у цих установках.

Діаграма Сенкі є конкретним типом діаграми потоку, в якому амплітуда стрілок малюється в манері, пропорційне величині потоку. Вона зазвичай використовується для позначення передач енергії, матеріалів, витрат або даних в процесі. Приклад діаграми наведено на рисунку 1.4 та рисунку 2.1.

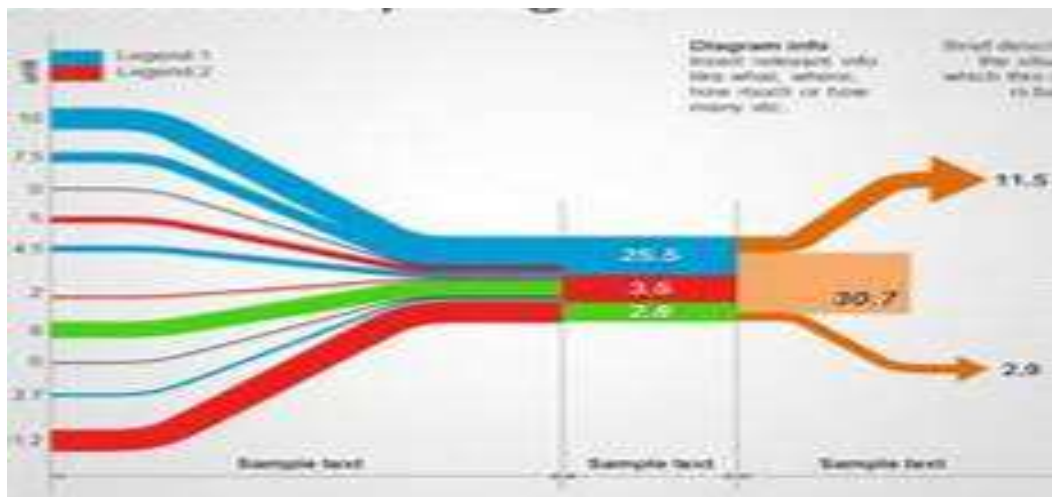


Рисунок 2.1 – Діаграма Сенкі для виробничого процесу

Аналіз роботи тепловикористовуючих установок з урахуванням якісних відмінностей розташовуваних енергоресурсів і незворотності реальних робочих процесів на основі спільного використання першого і другого законів термодинаміки отримав назву ексергетичного. Ексергетичний аналіз враховує не тільки кількісні, а й якісні характеристики наявних енергоресурсів у різних елементах комбінованої установки, ступінь їх досконалості і незворотності окремих процесів, що протікають в цих елементах і в установці в цілому. Під комбінованою установкою розуміємо

установку, що складається з основного технологічного агрегату, що є джерелом виробничих відходів тепла, і елементів, що використовують ці відходи.

Зв'язки, що встановлюються при ексергетичному аналізі між термодинамічними характеристиками і техніко-економічними показниками аналізованої системи, дають можливість оцінити ефективність її роботи, а також визначити шляхи і способи вдосконалення. Об'єктивність одержуваних при такому аналізі оцінок обумовлена тим, що вони засновані на розрахунку мінімально необхідних матеріальних і енергетичних витрат на реалізацію досліджуваного технологічного процесу. В основі ексергетичного аналізу лежить поняття ексергії. Розрізняють два види ексергії: ексергію таких форм енергії, які не визначаються ентропією, і ексергію потоків речовини і енергії, які характеризуються ентропією. До перших відносяться механічні, електричні, електромагнітні та інші види енергії; до других належать форми енергії (наприклад, внутрішня енергія речовини, енергія хімічних зв'язків, теплового потоку).

Ексергія речовини в замкнутому об'ємі з термодинамічними параметрами U, S, T, p і V визначається співвідношенням

$$e_v = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + p_0(V - V_0), \quad (3.17)$$

де e_v - питома (на одиницю маси) ексергія речовини;

U_0, S_0, T_0, p_0, V_0 - внутрішня енергія, ентропія, температура, тиск і об'єм речовини при повній рівновазі аналізованої системи з навколишнім середовищем.

Формула виражає ексергію речовини в замкнутому об'ємі в процесі, що завершується вирівнюванням відповідних параметрів системи і середовища. При розрахунках ексергії робочого тіла (носія ексергії) в замкнутій системі в двох різних станах рівняння приводиться до виду:

$$\Delta e_v = \Delta U - T_0 \Delta S + p_0 \Delta V, \quad (3.18)$$

де $\Delta U, \Delta S, \Delta V$ - Зміни параметрів речовинами при переході з одного стану в інший.

Необхідність визначення ексергії в замкнутому об'ємі виникає найчастіше при розрахунках періодичних процесів и установок періодичної дії, в яких робоче тіло не виходє за межі даної системи. Однак на практиці більшість хімічно-технологічних процесів неперервні, стаціонарного та супроводжуються переміщеннями матеріальних та енергетичних потоків. Тому такі завдання пов'язані з визначенням ексергії речовини в потоці. Її термомеханічні складові знаходять за формулою:

$$e_t = q - T_0(S - S_0), \quad (3.19)$$

q - питомий тепловий потік, який переноситься речовиною;

S - ентропія речовини в потоці.

Для ідеальних газів термомеханічної ексергії визначається виразом

$$e_t = c_p (T - T_0) - T_0 [c_p \ln(\frac{T}{T_0})] - R \ln(\frac{p}{p_0}), \quad (3.20)$$

де C_p - питома теплоємність речовини;

p і T - тиск і температура речовини в потоці;

R - газова постійна.

Хімічну складову ексергії, пов'язану з термодинамічними параметрами хімічної реакції, розраховують, використовуючи різні напівемпіричні співвідношення. Так, для газів і рідин встановлені співвідношення між їх хімічної ексергією і вищої теплотою згорання наприклад, у процесах випарювання, ректифікації та сушіння ексергію палива знаходять за формулою:

$$e_x = K Q_{\text{в}}^{\text{сг}}, \quad (3.21)$$

де коефіцієнт K дорівнює 0,975 (гази) і 0,95 (рідини), якщо в молекулі речовини міститься більше одного атома С.

Для інших речовин, наприклад газів, можна прийняти наступне значення K : 0,97 (генераторний газ), 0,98 (колошниковий газ), 1,0 (коксівий газ), 1,04 (природний газ).

У випадку твердих палив з урахуванням вмісту води W хім. ексергію можна з достатньою для практичних цілей точністю прийняти рівною їх Q_s^{ce} , тобто,

$$e_x = (1 - W)Q_s^{ce}. \quad (3.22)$$

Температура палива зазвичай близька до температури навколишнього середовища, тому необхідність брати до уваги в розрахунках їх термомеханічну ексергію не виникає; виняток становить важке рідке паливо (мазут), яке для зниження його в'язкості, як правило, підігрівають до 70-100 °С.

Ексергія теплового потоку. Функціонування промислових систем виробництва в тій чи іншій мірі обумовлено обміном енергією з навколишнім середовищем. При передачі енергії від одного тіла до іншого або до середовища у формі теплового потоку зменшується його максимально роботоможливість. Якщо приймачем теплоти служить навколишнє середовище з температурою T_0 , питома ексергія теплового потоку, що має температуру T , становить

$$e = q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right). \quad (3.23)$$

Ексергетичні діаграми. Вельми корисні і досить інформативні для аналізу ефективності функціонування промислових систем є ексергетичні діаграми, або діаграми Грассмана, на яких потоки ексергії в системі зображені в певному масштабі по "ширині", пропорційної їх чисельним значенням. Діаграми наочно показують втрати ексергії в системі, місця їх появи і перерозподілу між елементами даного об'єкта. На рисунку 3.2 наведена така діаграма з двома вхідними матеріальними потоками, яким відповідають ексергії E'_1 і E'_2 . У результаті взаємодії цих потоків на виході з системи отримують цільові продукти з ексергією E''_2 і E''_3 і побічний продукт

з ексергією $E_1'' = \Delta E_{o.c.}^n$. Сума $E_2'' + E_3''$ менше сумарної ексергією вхідних потоків на величину ΔE_m^n (обумовлені необоротністю тепло - і масообміну в системі) і зовнішніх втрат $\Delta E_{o.c.}^n$ у навколишнє середовище.

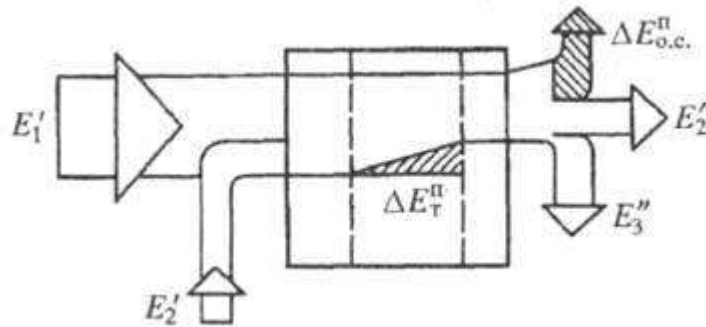


Рисунок 1.2 - Діаграма Грассмана для з двома вхідними матеріальними потоками

Ексергетичний ккд системи. Діаграми Грассмана і безпосередньо ексергетичний баланс у формі рівняння дозволяють знайти кількість, показники ефективності роботи аналізованої ХТМ. Серед цих показників найбільш поширений ексергетичний ккд визначається співвідношенням

$$\eta_e = \sum E_{пз} / \sum E_3 = (\sum E_3 - \sum \Delta E_{o.c.}^n) / \sum E_3, \quad (3.24)$$

де $\sum E_{пз}$ - сума потоків ексергії, що відображає корисний ефект від функціонування системи;

$\sum E_3$ - повні витрати ексергією на досягнення заданого ефекту.

Для ідеального, повністю оборотного процесу, в якому втрати $\Delta E_{o.c.}^n$ відсутні, $\eta_e = 1$; якщо підведена ексергія повністю втрачається в процесі, то $\eta_e = 0$. У реальних процесах завжди дотримується нерівність: $0 < \eta_e < 1$; при цьому чим вище чисельне значення η_e , тим термодинамічно досконаліше система. З формули випливає також, що різниця між ексергією, які зумовлюють корисний ефект і ексергетичні витрати, завжди дорівнює сумарній втраті ексергії від незворотності що протікають в системі процесів.

Ексергетичний ккд носить узагальнений характер. Конкретне вираження для η_s залежить від призначення і особливостей аналізованого процесу та видів взаємодії потоків.

Рівняння енергетичного балансу,

$$Q_{X.T} + Q_{\phi.M} + Q_{\phi.G} + Q_{ЭКЗ} = Q_{T.П} + Q_{ЭНД} + Q_{T.O} + Q_{O.C} + Q_{ОТХ} + Q_{T.Y}, \quad (3.25)$$

де $Q_{X.T}$ - хімічно пов'язане тепло палива;

$Q_{\phi.M}$ - фізичне тепло вихідних технологічних матеріалів;

$Q_{\phi.G}$ - фізичне тепло компонентів горіння;

$Q_{ЭКЗ}$ - тепло екзотермічних реакцій завантажуваних матеріалів;

$Q_{T.П}$ - тепло технологічного продукту ;

$Q_{ЭНД}$ - тепло ендотермічних реакцій завантажуваних матеріалів;

$Q_{T.O}$ - тепло технологічних відходів;

$Q_{O.C}$ - відвід тепла в навколишнє середовище ;

$Q_{ОТХ}$ - відведення тепла та відходять продуктами згорання;

$Q_{T.Y}$ - тепло нагріву транспортних пристроїв.

Рівняння ексергетичного балансу,

$$E_T + E_{\phi.K} + E_{\phi.M} + E_{ЭКЗ} = E_M + E_{ЭНД} + E_{T.O} + \\ + E_{ГОР} + E_{O.C} + E_{T/O} + E_{ОТХ}, \quad (3.26)$$

де $E_T = B e_T$ - ексергія палива , кДж / с (B - витрата палива , м³ / с (кг / с);

e_T - питома ексергія палива кДж/м³ (кДж/кг). Наближено $e_T \cong Q_H^P$ - теплоті згорання палива)

$E_{\phi.K}$ - фізична ексергія компонентів горіння ;

$$E_{\phi.K} = E_{\phi.B3} + E_{\phi.G} = B(V_{B3} e_{\phi.B3} + e_{\phi.G}), \quad (3.27)$$

(V_{B3} - витрата повітря для спалювання одиниці палива , м³/м³ (м³/кг) ;

$e_{\phi.B3}$, $e_{\phi.\Gamma}$ - питома ексергія, відповідно, нагрітого повітря і газового палива;
 $E_{\phi.B3}$, $E_{\phi.\Gamma}$ - фізична ексергія повітря і газового палива відповідно);
 $E_{\phi.M}$ - фізична ексергія компонентів шихтових матеріалів, що надходять в агрегат.

$$E_{\phi.M} = \sum (G_{M_i} e_{M_i}), \quad (3.28)$$

де G_{M_i} - масова витрата i -го компонента шихтових матеріалів, кг/с;

e_{M_i} - питома ексергія i -го компонента шихтових матеріалів;

$E_{\text{ЭКЗ}}$ - ексергія екзотермічних реакцій компонентів шихтових матеріалів;

Рівність $e_T = Q_H^P$ справедлива лише для вугілля, метану, коксового і світильних газів; для рідкого палива $e_T = 0,975 Q_H^P$; для газів, що мають більше одного атома вуглецю, $e_T = 0,95 Q_H^P$

$$E_{\text{ЭКЗ}} = \sum (G_{M_i} e_{\text{ЭКЗ}_i}), \quad (3.29)$$

$e_{\text{ЭКЗ}_i}$ - питома ексергія екзотермічної реакції i -го компонента шихтових матеріалів);

E_M - витрата ексергії для нагріву шихтових матеріалів;

$E_{\text{ЭНД}}$ - ексергія ендотермічних реакцій компонентів шихтових матеріалів

$$E_{\text{ЭНД}} = \sum (G_{M_i} e_{\text{ЭНД}_i}), \quad (3.30)$$

$e_{\text{ЭНД}_i}$ - питома ексергія ендотермічної реакції i -го компонента шихтових матеріалів;

$E_{T.O} = G_{T.O} e_{T.O}$ - витрата ексергії на нагрів технологічних відходів;

$G_{T.O}$ - масова витрата технологічних відходів;

$e_{T.O}$ - питома ексергія технологічних відходів;

$E_{\text{ГОР}}$ - втрата ексергії через незворотного процесу горіння палива.

$$E_{\text{ГОР}} = B(e_T + V_{B3} e_{\phi.B3} - V_{\text{П.С}} e_{\text{П.С}}), \quad (3.31)$$

$V_{\text{П.С}}$ - витрата продуктів згорання при спалюванні одиниці палива, $\text{м}^3/\text{м}^3(\text{м}^3/\text{кг})$;

$e_{п.с}$ - питома ексергія продуктів згорання , кДж/м³;

$E_{o.c}$ - втрата ексергії в камері печі внаслідок теплообміну з навколишнім середовищем.

$$E_{o.c} = Q_{o.c} \left(1 - \frac{T_o}{\bar{T}_{п.с}} \right), \quad (3.32)$$

$Q_{o.c}$ - сумарний відвід тепла в навколишнє середовище , приймається з енергетичного балансу , кДж/с;

T_o - температура навколишнього середовища, К;

$\bar{T}_{п.с}$ - середня термодинамічна температура продуктів згорання, К.

$$\bar{T}_{п.с} = \frac{T_{гор.г} - T_{отх}}{\ln \frac{T_{гор.г}}{T_{отх}}}; \quad T_{гор.г} = \frac{Q_H^p + Q_\phi}{V_{п.с} C_{п.с}}, \quad (3.33)$$

де $T_{гор.г}$ - температура горіння палива при гарячих компонентах , К;

$T_{отх}$ - температура продуктів згорання на виході з робочої камери печі , К;

$E_{т/о}$ - втрата ексергії внаслідок теплообміну продуктів згорання з нагрівається матеріалом.

$$E_{т/о} = E_{п.с}^{BX} - E_{п.с}^{BbX} - E_M - E_{o.c} = BV_{п.с} (e_{п.с}^{BX} - e_{п.с}^{BbX}) - E_M - E_{o.c}, \quad (3.34)$$

$E_{отх}$ - втрата ексергії та відходять продуктами згорання.

Величину $V_{п.с}$ можемо використовувати тільки в разі розрахунку закритою камерної печі , в якій обсяг продуктів згорання залишається постійним. В інших випадках використовуємо різницю ($E_{п.с}^{BX} - E_{п.с}^{BbX}$).

$$E_{отх} = BV_{п.с} e_{п.с}^{BbX}, \quad (3.35)$$

де e - питома ексергія системи або потоку.

У загальному випадку

$$e = i - i_0 - T_0(s - s_0), \quad (3.36)$$

де i - ентальпія і s - ентропія відносяться до параметрів стану системи або потоку; індекс «нуль» позначає стан системи або потоку в рівновазі з навколишнім середовищем; $T_0 = 273 + (15 - 20)$, К.

Значення ентропії у формулі приймаються за довідковими матеріалами. При відсутності даних різниця ентропії можна наближено визначити,

$$s - s_0 = C_{p_m} 2,31g \frac{T}{T_0} = C_{p_m} \ln\left(\frac{T}{T_0}\right), \quad (3.37)$$

де C_{p_m} - середня ізобарна теплоємність при значенні $(T - 273)$ даної речовини, кДж / (м³ · К).

Практичне завдання №2

Задача 2.1. Розрахувати енергетичний та ексергетичний баланси прокатної печі для нагрівання сталевих заготовок.

Маса металу, що нагрівається, G_m , кг/с, його температура: при подаванні $T'_m = 288$ К, при видачі T''_m , угар металу y , %.

Паливо-коксодоменний газ з Q_H^p , витрата газу $B = 15,8$ м³/с. Склад продуктів згорання (y % по об'єму): CO₂=13,2; H₂O=15; N₂=70,4; O₂=1,4. Витрата продуктів згорання $V_{пс} = 2,442$ м³/м³, витрата повітря $V_{вз} = 1,628$ м³/м³. Температура повітря: холодного $T'_{вз}$, К, нагрітого $T''_{вз}$, К. Витрата охолоджуючої води $G_в = 83$ кг/с, її температура: на вході $T'_в = 283$, К, на виході $T''_в$, К. Температура печі $T_n = 1603$ К, температура внутрішньої поверхні кладки $T_{кл}$, К.

Теоретична частина.

Розрахунок енергетичного балансу.

Наведемо приклад розрахунку енергетичного балансу.

Печі безперервної дії (наприклад, нагрівальні методичні, кільцеві, секційні) характеризуються постійним у часі температурним режимом. Для таких печей тепловий баланс відноситься до одиниці часу і виражається рівнянням, що зв'язує часовий прихід і витрата теплоти, тобто Для початку запишемо його в загальному вигляді

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}}$$

Прихід теплоти складається з наступних статей , МВт :

- хімічної теплоти палива $Q_{\text{хт}}$;
- теплоти , що вноситься підігрітим повітрям $Q_{\text{ф.в}}$;
- теплоти екзотермічних реакцій (окислення металу) $Q_{\text{екз}}$;
- разом прихід теплоти $Q_{\text{прих}}$.

Витрата теплоти складається з наступних статей , МВт :

- теплоти , витраченої на нагрів металу (корисна теплота) $Q_{\text{м}}$;
- втрат фізичної теплоти з продуктами горіння , що йдуть з робочого простору печі $Q_{\text{ух}}$;
- втрат теплоти теплопровідністю через кладку $Q_{\text{кл}}$;
- втрат теплоти на нагрів охолоджуючої води $Q_{\text{охл}}$;
- втрат теплоти з окалиною і шлаком $Q_{\text{то}}$;
- разом витрата теплоти $Q_{\text{расх}}$;

Розпишемо для теплоти приходу і витрати їх складові

$$Q_{\text{хт}} + Q_{\text{фв}} + Q_{\text{экз}} = Q_{\text{м}} + Q_{\text{ух}} + Q_{\text{кл}} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{то}},$$

де $Q_{\text{хт}}$ - хімічна теплота палива;

$Q_{\text{фв}}$ - відповідно фізична теплота повітря (вноситься з підігрітим повітрям);

$Q_{\text{экз}}$ - теплота окислення заліза;

$Q_{\text{м}}$ - теплота, витрачена на нагрівання металу (корисна теплота);

$Q_{\text{ух}}$ - втрати теплоти з газами;

$Q_{\text{охл}}$ – втрата теплоти на нагрів охолоджуючої води;

$Q_{кт}$ - відповідно втрати теплоти через кладку;

$Q_{то}$ - втрата теплоти на нагрів технологічного відходу (окалини).

Розрахунок прибуткової частини теплового балансу

Хімічне тепло палива будемо одно, кВт

$$Q_{хт} = B Q_{\text{н}}^{\text{р}}$$

Фізичне тепло внесене повітрям розрахуємо за формулою, кВт

$$Q_{\phi\phi} = B V_{\phi\phi} i_{\phi\phi},$$

де $i_{\phi\phi}$ - ентальпія повітря при температурі $T_{\phi\phi}''$, обумовлена з таблиці 2.1.

Таблиця 4.1 – Ентальпії повітря, газів і золи

$\vartheta,^{\circ}\text{C}$	$(c\vartheta)_{\text{в}}$	$(c\vartheta)_{\text{CO}_2}$	$(c\vartheta)_{\text{N}_2}$	$(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$	$(c\vartheta)_{\text{зл}},$
	кДж/м^3				кДж/кг
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	1524	874
1000	1436	2202	1394	1725	984
1100	1595	2457	1545	1925	1096
1200	1754	2717	1695	2131	1206
1300	1931	2976	1850	2344	1360
1400	2076	3240	2009	2558	1571
1500	2239	3504	2164	2779	1758
1600	2403	3767	2323	3001	1830
1700	2566	4035	2482	3227	2066
1800	2729	4303	2642	3458	2184
1900	2897	4571	2805	3688	2385
2000	3064	4843	2964	3926	2512

2100	3239	5115	3127	4161	2640
2200	3399	5387	3290	4399	2760

Теплота екзотермічної реакції дорівнює, кВт,

$$Q_{\text{экз}} = 5,65 \cdot G_{\text{м}} \cdot \frac{y}{100},$$

Таким чином маємо, кВт,

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{хт}} + Q_{\text{фв}} + Q_{\text{экз}}.$$

Розрахунок видаткової частини теплового балансу
Теплота, що витрачається на нагрівання металу буде знайдена за формулою, кВт,

$$Q_{\text{м}} = \frac{100-y}{100} G_{\text{м}} (i_{\text{кон.м}} - i_{\text{нач.м}}),$$

де $i_{\text{кон.м}}$, $i_{\text{нач.м}}$ – відповідно кінцева і початкова ентальпії металу, кДж/кг,

$$i_{\text{кон.м}} = c_{\text{кон.м}} T_{\text{м}}'',$$

$$i_{\text{нач.м}} = c_{\text{нач.м}} T_{\text{м}}',$$

де $c_{\text{кон.м}}$, $c_{\text{нач.м}}$ - відповідно початкові і кінцеві теплоємності металу, кДж/(кг К), визначаються з таблиці 2.2

Таблиця 4.2 - Теплофізичні властивості сталі 45Х залежно від температури

t, °C	0	200	400	600	800	1000
λ, Вт/(м ² К)	44,2	42	37,6	33,1	30	30
с, кДж/(кг К)	-	0,48	0,52	0,571	0,686	0,692
i, кДж/кг	-	95,9	208,1	342,5	548,7	692,4

Деякі значення з таблиць визначаються за допомогою екстраполяції, тобто визначення значення функції за межами відомого діапазону значень аргументів. Вона виражається формулою,

$$y_{\text{иск}} = y_1 - \frac{x_1 - x_{\text{данное}}}{x_2 - x_1} (y_2 - y_1).$$

Теплота, що відводиться газами, кВт,

$$Q_{\text{ух}} = B i_{\text{ух}} V_{\text{псг}} \cdot 4,19,$$

де $i_{CO_2}, i_{N_2}, i_{H_2O}, i_{O_2}$ - ентальпії продуктів згорання при температурі відхідних газів ,

4,19 – коефіцієнт для перерахунку ентальпії з ккал / кг в кДж / кг.

T_{yx} - визначається з таблиці задачі 1.1.

$V_{CO_2}, V_{N_2}, V_{H_2O}, V_{O_2}$ – об'ємні частки димових газів, м³/м³

$$V_{CO_2} = \frac{CO_2}{100} V_{\text{пс}}$$

$$V_{N_2} = \frac{N_2}{100} V_{\text{пс}}$$

$$V_{H_2O} = \frac{H_2O}{100} V_{\text{пс}}$$

$$V_{O_2} = \frac{O_2}{100} V_{\text{пс}}$$

Втрати теплоти через кладку при стаціонарному стані, тобто після розігріву печі і при сталому режимі її роботи, можна визначити за такою формулою, кВт

$$Q_{\text{кл}} = \frac{t_{\text{кл}} - t_{\text{вз}}}{\sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} F,$$

де $t_{\text{кл}}$ - середня температура внутрішньої поверхні кладки, обумовлена за відомим температурному режиму печі, °С;

S – товщина відповідного шару, м;

λ – коефіцієнт теплопровідності шару, Вт/(м К);

$t_{\text{вз}}=14$ °С – температура оточуючого повітря;

$\alpha=20$ Вт/(м² К) - – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні кладки в оточуючу середу, (м² К)/Вт;

F – площа поверхні кладки, м²;

Сума термічних опорів кладки, що складається з двох шарів: Матеріал №2 (обирається за n_1) ($\delta_1=0,25$ м) та Азбесту ($\delta_2=0,1$ м), значення коефіцієнта теплопровідності яких вибираються з таблиці 2.3.

Таблиця 4.3 - Значення коефіцієнта теплопровідності, залежно від матеріалу і температури

n_1	Матеріал №1	λ , Вт/(м К)
1	Магnezит	$6,15-0,00267t$
2	Дінас	$0,81+0,000755t$
3	Шамот	$0,7+0,00064t$
4	Червона цегла	$0,46+0,00051t$
5	Пористий шамот	$0,23+0,00023t$
6	Трепел	$0,12+0,00012t$
7	Діатомова цегла	$0,1128+0,00023t$
8	Совелітові плити	$0,079+0,00018t$
9	Діатоміт (порошок)	$0,0907+0,00028t$
0	Совеліт	$0,0901+0,00087t$

$$\lambda_{\text{асбеста}} = \lambda_2 = 0,0233 + 0,000186t_{\text{нар}},$$

де $t = t_{\text{вн}}$ (для розрахунку λ_1).

$$t_{\text{вн}} = \frac{t_{\text{кл}} + t_{\text{вз}}}{2},$$

$$t_{\text{нар}} = \frac{t_{\text{вн}} + t_{\text{вз}}}{2},$$

Втрати теплоти на нагрів охолоджуючої води, кВт,

$$Q_{\text{охл}} = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{рв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}.$$

Втрати теплоти з технологічно відходом (окалиною), кВт,

$$Q_{\text{ок}} = m \cdot \frac{y}{100} \cdot G_{\text{м}} \cdot i_{\text{ок}} = m \cdot \frac{y}{100} \cdot G_{\text{м}} \cdot \overline{c_{\text{ок}}} \cdot (t_{\text{м}}'' - t_{\text{м}}'),$$

де $\overline{c_{\text{ок}}}$ - теплоємність окалини; $\overline{c_{\text{ок}}} = 10^{-3}$ МДж/(кг К)

$m=1,38$.

Таким чином, маємо, кВт,

$$Q_{\text{расх}} = Q_{\text{м}} + Q_{\text{ух}} + Q_{\text{кл}} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{то}}.$$

Знаючи значення за прибутковою та витратних частинах енергетичного балансу запишемо,

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}} + Q_{\text{неучт}},$$

$$Q_{\text{неучт}} = Q_{\text{прих}} - Q_{\text{расх}}.$$

де $Q_{\text{неучт}}$ – невраховані втрати – втрати тепла в робочому просторі, кВт.

Розрахунок ексергетичного балансу.

Запишемо рівняння енергетичного балансу,

$$E_{\Gamma} + E_{\text{вз}} + E_{\text{экз}} = E_{\text{м}} + E_{\text{ок}} + E_{\text{гор}} + E_{\text{ос}} + E_{\text{т/о}} + E_{\text{отх}}.$$

Розрахунок приходної частини ексергетичного балансу,

$$E_{\text{прих}} = E_{\Gamma} + E_{\text{вз}} + E_{\text{экз}},$$

де $E_{\Gamma}, E_{\text{вз}}, E_{\text{экз}}$ - відповідно ексергії горіння палива, що підігрівається повітря, екзотермічних реакцій.

Ексергія горіння палива, кВт

$$E_{\Gamma} = B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{p}}.$$

Ексергія підігріваемого повітря, кВт

$$E_{\text{вз}} = B \cdot V_{\text{вз}} \cdot \Delta e_{\text{вз}},$$

де $\Delta e_{\text{вз}} = \Delta i_{\text{вз}} - T_0 \Delta S$ - різниця ексергій повітря на вході і виході, кДж/кг;

T_0 - температура, що дорівнює $t'_{\text{вз}}$, К;

$\Delta i_{\text{вз}} = i''_{\text{вз}} - i'_{\text{вз}}$; $i''_{\text{вз}}, i'_{\text{вз}}$ - ентальпії повітря на вході і виході, кДж/кг, які визначаються відповідно за $t''_{\text{вз}}$ и $t'_{\text{вз}}$ [1];

$$\Delta S = c_p \cdot \ln \frac{T}{T_0} = c_p \cdot \ln \frac{T''_{\text{вз}}}{T'_{\text{вз}}}$$

c_p - теплоємність повітря при температурі $T''_{\text{вз}}$, кДж/м³ К (визначаємо із таблиці 2.1).

Ексергія екзотермічних реакцій,

$$E_{\text{экз}} = \frac{y}{100} \cdot G_{\text{м}} \cdot e_y,$$

де $e_y = 5120$ кДж/кг.

Таким чином, ми можемо визначити значення прибуткової частини ексергетичного балансу, кВт

$$E_{\text{прих}} = E_{\Gamma} + E_{\text{вз}} + E_{\text{экз}}.$$

Розрахунок видаткової частини ексергетичного балансу,

$$E_{\text{расх}} = E_{\text{м}} + E_{\text{ок}} + E_{\text{гор}} + E_{\text{ос}} + E_{\text{т/о}} + E_{\text{отх}},$$

де $E_m, E_{ок}, E_{гор}, E_{ос}, E_{т/о}, E_{отх}$ - відповідно ексергії, що витрачаються на нагрів металу, на нагрів окалини, втрата ексергії через незворотності процесу горіння палива, втрата ексергії в навколишнє середовище, втрата ексергії через незворотності процесу теплообміну продуктів згорання, втрата ексергії та відходять продуктами згорання.

Втрата ексергії на нагрівання металу, кВт

$$E_m = \frac{100-y}{100} \cdot G_m \cdot \Delta i_m,$$

де i_m'', i_m' - відповідно ентальпії металу при температурах T_m'', T_m' (табл. 2.2),

T_0 – температура, що дорівнює $t'_{вз}$, К,

$\Delta S = c_{кон.м} \cdot \ln \frac{T_m''}{T_m'}$ – ентропія металу.

Втрата ексергії на нагрів окалини, кВт

$$E_{ок} = G_m \cdot \frac{y}{100} \cdot e_{ок},$$

де $e_{ок} = 3000$ кДж/кг.

Втрата ексергії через незворотності процесу горіння палива, кВт

$$E_{гор} = B \cdot (e_t + V_{вз} e_{вз} - V_{пс} e_{пс}).$$

Розпишемо кожний доданок цього виразу.

Питома ексергія палива, кДж/м³

$$e_t = Q_H^p.$$

Множення питомої ексергії нагрітого повітря на його об'єм ,

$$V_{вз} \cdot e_{вз} = \frac{E_{вз}}{B}.$$

Питома ексергія продуктів згорання, кДж/м³

$$e_{пс} = i_{гор} - i_0 - T_0 \cdot \Delta S_{пс},$$

де $i_{гор} = c_{пс} \cdot t_{гор}$, кДж/м³

$c_{пс}$ – теплоємність продуктів згорання, кДж/м³ К; приймаємо $c_{пс} = 1,63$,

$T_{гор}$ - температура горіння палива при гарячих компонентах:

$$T_{\text{гор}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{p}} + \frac{Q_{\text{фв}}}{B}}{c_{\text{пс}} V_{\text{пс}}} + 273,$$

$i_0 = 18 \text{ кДж/м}^3$ – ентальпія продуктів згорання, які перебувають у стані рівноваги з навколишнім середовищем;

T_0 – температура, що дорівнює $t'_{\text{сз}}$, К;

$\Delta S_{\text{пс}}$ - ентропія продуктів згорання, кДж/м^3

$$\Delta S_{\text{пс}} = c_{\text{пс}} \cdot \ln \frac{T_{\text{гор}}}{T_0}.$$

Втрата ексергії внаслідок теплообміну з навколишнім середовищем, кВт

$$E_{\text{ос}} = Q_{\text{ос}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{пс}}}\right),$$

де $Q_{\text{ос}} = Q_{\text{расх}} - Q_{\text{м}} - Q_{\text{ух}}$, кВт – сумарний відведення теплоти в навколишнє середовище, приймається з енергетичного балансу,

T_0 – температура, що дорівнює $t'_{\text{сз}}$, К,

$\overline{T}_{\text{пс}}$ – середня термодинамічна температура продуктів згорання, К,

$$\overline{T}_{\text{пс}} = \frac{T_{\text{гор}} - T_{\text{ух}}}{\ln \frac{T_{\text{гор}}}{T_{\text{ух}}}},$$

$T_{\text{ух}}$ - температура продуктів згорання на виході з робочої камери печі, К.

Знаючи всі складові ексергії теплообміну з навколишнім середовищем, запишемо, кВт

$$E_{\text{ос}} = Q_{\text{ос}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{пс}}}\right).$$

Втрата ексергії через незворотності процесу теплообміну продуктів згорання, кВт

$$E_{\text{т/о}} = B \cdot V_{\text{пс}} \cdot (e_{\text{пс}}^{\text{вх}} - e_{\text{пс}}^{\text{ввих}}) - E_{\text{м}} - E_{\text{ос}},$$

де $e_{\text{пс}}^{\text{вх}} = e_{\text{пс}} = 2076,11 \text{ кДж/м}^3$ – питома ексергія продуктів згорання при гарячих компонентах

$e_{\text{пс}}^{\text{ввих}}$ - ексергія відхідних продуктів згорання, кДж/м^3

$$e_{\text{пс}}^{\text{вых}} = i_{\text{yx}} - i_0 - T_0 \cdot \Delta S_{\text{пс}},$$

де $i_{\text{yx}} = \frac{Q_{\text{yx}}}{BV_{\text{пс}}}$, кДж/м³ – ентальпія відхідних продуктів згорання,

$$\Delta S_{\text{пс}} = c_{\text{пс}} \cdot \ln \frac{\overline{T}_{\text{пс}}}{T_0} - \text{ексергія продуктів згорання.}$$

Втрату ексергії та відходять продуктами згорання розрахуємо за формулою, кВт

$$E_{\text{отх}} = B \cdot V_{\text{пс}} \cdot e_{\text{пс}}^{\text{вых}}.$$

Таким чином, ми можемо отримати значення видаткової частини ексергетичного балансу, кВт

$$E_{\text{расх}} = E_{\text{м}} + E_{\text{ок}} + E_{\text{гор}} + E_{\text{ос}} + E_{\text{т/о}} + E_{\text{отх}}.$$

Знаючи значення за прибутковою та витратних частинах ексергетичного балансу запишемо,

$$E_{\text{прих}} = E_{\text{расх}}.$$

Визначимо похибку обчислень, %

$$\Delta = \frac{E_{\text{прих}} - E_{\text{расх}}}{E_{\text{прих}}} \cdot 100$$

Результати розрахунків енергетичного та ексергетичного балансів запишемо у зведені таблиці

Енергетичний баланс

Прибуткова частина	кДж	%
Хімічне тепло палива, $Q_{\text{х.т}}$		
Фізичне тепло дуття, $Q_{\text{фв}}$		
Екзотермічні реакції, $Q_{\text{экз}}$		
$\Sigma Q_{\text{пр}}$		
Видаткова частина	кДж	%
Втрати тепла на нагрівання металу, $Q_{\text{м}}$		
Тепловідвід з відхідними продуктами згорання, $Q_{\text{ух}}$		
Тепловідвід через кладку продуктами згорання, $Q_{\text{кл}}$		
Тепловідвід з охолодженням елементів печі, $Q_{\text{охл}}$		
Втрати тепла на нагрівання окалини, $Q_{\text{ок}}$		

Невраховані втрати, $Q_{\text{неврах}}$		
$\Sigma Q_{\text{расх}}$		

Ексергетичний баланс

Прибуткова частина	кДж	%
Ексергія палива, E_T		
Ексергія дуття, $E_{\text{вз}}$		
Ексергія окислення металу, $E_{\text{экз}}$		
$\Sigma E_{\text{пр}}$		

Видаткова частина	кДж	%
Втрата ексергії на нагрівання металу, E_M		
Втрата ексергії на нагрівання окалини, $E_{\text{ок}}$		
Втрата ексергії через незворотність процесу горіння палива, $E_{\text{гор}}$		
Втрата ексергії у камері печі внаслідок незворотності теплообміну продуктів згорання з оточуючою середою, $E_{\text{ос}}$		
Втрата ексергії внаслідок незворотності процесу теплообміну продуктів згорання з металом, що нагрівається, E_T		
Втрата ексергії з підходящими продуктами згорання, $E_{\text{отх}}$		
$\Sigma E_{\text{расх}}$		

Приклад рішення:

Вихідні дані для рішення завдання

$$G_M = 37 + 0,1N = 37 + 0,3 = 37,3 \text{ кг/с};$$

$$T_M'' = 1550 + n_1 = 1550 + 2 = 1552 \text{ К};$$

$$y = \begin{cases} 1,5, & N = 2 \cdot k, k \in Z \\ 1, & N = 2 \cdot k + 1, k \in Z \end{cases}$$

$$Q_H^p = 6700 + n_1 n_2 = 6700 + 2 \cdot 4 = 6708 \text{ кВт};$$

$$T_{\text{сз}}' = 283 + n_2 = 283 + 4 = 287 \text{ К};$$

$$T_{\text{сз}}'' = 580 + n_2 = 580 + 4 = 584 \text{ К};$$

$$T_{\text{с}}'' = 320 + n_1 = 320 + 2 = 322 \text{ К};$$

$$T_{\text{кл}} = 1450 + N = 1450 + 3 = 1453 \text{ К};$$

$$F = 60 + N = 60 + 3 = 63 \text{ м}^2;$$

$$T_{\text{yx}} = 1300 + n_1 n_2 = 1300 + 2 \cdot 4 = 1308 \text{ К}.$$

де n_1, n_2, N – відповідно передостання, остання цифри номера залікової книжки і номер варіанта за списком журналу.

Рішення.

4.1.1 Розрахунок енергетичного балансу

Наведемо приклад розрахунку енергетичного балансу. Спочатку запишемо його в загальному вигляді,

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}}.$$

Розпишемо для теплоти приходу і витрати їх складові,

$$Q_{\text{хт}} + Q_{\text{фв}} + Q_{\text{экз}} = Q_{\text{м}} + Q_{\text{yx}} + Q_{\text{кл}} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{то}},$$

де $Q_{\text{хт}}, Q_{\text{фв}}, Q_{\text{экз}}$ - відповідно хімічне тепло палива, фізичне тепло повітря, теплота екзотермічних реакцій;

$Q_{\text{м}}, Q_{\text{yx}}, Q_{\text{кл}}, Q_{\text{охл}}, Q_{\text{то}}$ - відповідно теплоти витрачаються на нагрів металу, втрати теплоти з газами, що відходять, втрати тепла через кладку, втрата теплоти на нагрів охолоджуючої води, втрата теплоти на нагрів технологічного відходу (окалини).

4.1.1.1 Розрахунок прибуткової частини теплового балансу

Хімічне тепло палива, кВт

$$Q_{\text{хт}} = B \cdot Q_{\text{н}}^p = 15,8 \cdot 6708 = 105986,4.$$

Фізичне тепло повітря, кВт

$$Q_{\text{фв}} = B \cdot V_{\text{вз}} \cdot i_{\text{вз}} = 15,8 \cdot 1,628 \cdot 418,29 = 10759,4227,$$

де $i_{\text{вз}}$ – ентальпія повітря при температурі $T''_{\text{вз}}=584$ К, що визначається за табл. 4.1.

Теплота екзотермічних реакцій, кВт

$$Q_{\text{экз}} = 5,65 \cdot G_{\text{м}} \cdot \frac{y}{100} = 5,65 \cdot 37,3 \cdot \frac{1}{100} = 2107,45.$$

Таким чином маємо, кВт

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{хт}} + Q_{\text{фв}} + Q_{\text{экз}} = 105986,4 + 10759,4227 + 2107,45 = 118853,2727$$

4.1.1.2 Розрахунок видаткової частини теплового балансу

Теплота, що витрачається на нагрівання металу, кВт

$$Q_{\text{м}} = \frac{100-y}{100} G_{\text{м}} (i_{\text{кон.м}} - i_{\text{нач.м}}) =$$

$$\frac{100-1}{100} 37,3 (1086,97424 - 127,872) = 35416,76842,$$

де $i_{\text{кон.м}}$, $i_{\text{нач.м}}$ – відповідно кінцева і початкова ентальпії металу, кДж/кг

$$i_{\text{кон.м}} = c_{\text{кон.м}} T''_{\text{м}} = 0,70037 \cdot 1552 = 1086,97424,$$

$$i_{\text{нач.м}} = c_{\text{нач.м}} T'_{\text{м}} = 0,444 \cdot 288 = 127,872,$$

де $c_{\text{кон.м}}$, $c_{\text{нач.м}}$ - відповідно початкові і кінцеві теплоємності металу, кДж/(кг К), що визначаються за таблиці 4.2

Теплота, що відводиться газами, кВт

$$Q_{\text{ух}} = B i_{\text{ух}} V_{\text{пс}} \cdot 4,19 = B \cdot (i_{\text{CO}_2} V_{\text{CO}_2} + i_{\text{N}_2} V_{\text{N}_2} + i_{\text{H}_2\text{O}} V_{\text{H}_2\text{O}} + i_{\text{O}_2} V_{\text{O}_2}) \cdot 4,19 =$$

$$15,8 \cdot (547,35 \cdot 0,322 + 345,6 \cdot 1,719 + 428,8 \cdot 0,3663 + 366,3 \cdot 0,0342) \cdot 4,19 =$$

$$62225,24586$$

де i_{CO_2} , i_{N_2} , $i_{\text{H}_2\text{O}}$, i_{O_2} - ентальпії продуктів згорання при температурі відхідних газів

$T_{\text{ух}}=1320$ К, кДж/м³; вони визначаються з таблиці завдання 4.1.

V_{CO_2} , V_{N_2} , $V_{\text{H}_2\text{O}}$, V_{O_2} – об'ємні частки димових газів, м³/м³

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{c_{\text{O}_2}}{100} V_{\text{пс}} = \frac{13,2}{100} 2,442 = 0,322,$$

$$V_{N_2} = \frac{N_2}{100} V_{\text{пс}} = \frac{70,4}{100} 2,442 = 1,719,$$

$$V_{H_2O} = \frac{H_2O}{100} V_{\text{пс}} = \frac{15}{100} 2,442 = 0,3663,$$

$$V_{O_2} = \frac{O_2}{100} V_{\text{пс}} = \frac{1,4}{100} 2,442 = 0,034.$$

Втрати теплоти через кладку розрахуємо за формулою, кВт

$$Q_{\text{кл}} = \frac{t_{\text{кл}} - t_{\text{вз}}}{\sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} F = \frac{1180 - 14}{\frac{0,25}{1,260735} + \frac{0,1}{0,080123} + \frac{1}{20}} 92 = 49,090,$$

де $t_{\text{вз}} = 14^\circ \text{C}$;

$$\alpha = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

F – площа поверхні кладки;

$\sum \frac{\delta}{\lambda}$ – сума термічних опорів кладки, що складається з двох шарів:

матеріал №2 ($\delta_1 = 0,25 \text{ м}$) та азбесту ($\delta_2 = 0,1 \text{ м}$), значення коефіцієнта теплопровідності, які обираються за таблиці 4.3.

$$\lambda_{\text{азбеста}} = \lambda_2 = 0,0233 + 0,000186 t_{\text{нар}}$$

де $t = t_{\text{вн}}$ (для розрахунку λ_1),

$$t_{\text{вн}} = \frac{t_{\text{кл}} + t_{\text{вз}}}{2} = \frac{1180 + 14}{2} = 597,$$

$$t_{\text{нар}} = \frac{t_{\text{вн}} + t_{\text{вз}}}{2} = \frac{597 + 14}{2} = 305,5.$$

Тоді розрахуємо коефіцієнт теплопровідності для матеріалу № 2, Вт/(м К)

$$\lambda_1 = 0,81 + 0,000755 \cdot t = 1,260735,$$

і азбесту, Вт/(м К)

$$\lambda_2 = 0,0233 + 0,000186 \cdot 305,5 = 0,0801234.$$

Втрати теплоти на нагрів охолоджуючої води, кВт

$$Q_{\text{охл}} = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{рв}} \cdot \Delta T_{\text{в}} = 83 \cdot 4,19 \cdot (49 - 10) = 13563,03.$$

Втрати теплоти з технологічно відходом (окалиною), кВт

$$Q_{ок} = m \cdot \frac{y}{100} \cdot G_m \cdot i_{ок} = m \cdot \frac{y}{100} \cdot G_m \cdot \overline{c_{ок}} \cdot (t''_m - t'_m) =$$

$$1,38 \cdot \frac{1}{100} \cdot 37,3 \cdot 10^{-3} \cdot (1552 - 288) = 650,63136.$$

де $\overline{c_{ок}}$ - теплоємність окалини; $\overline{c_{ок}} = 10^{-3}$ МДж/(кг К)

$$m=1,38$$

Таким чином маємо, кВт

$$Q_{расх} = Q_m + Q_{yx} + Q_{кл} + Q_{охл} + Q_{то} = 35416,76842 + 62225,24586 + 49,090 + 13563,03 + 650,63136 = 111904,7662$$

Знаючи значення за прибутковою та витратною частинах енергетичного балансу запишемо

$$Q_{прих} = Q_{расх} + Q_{неучт}$$

$$Q_{неучт} = Q_{прих} - Q_{расх} = 118853,2727 + 10759,4227 - 111904,7662 = 6948,5065$$

де $Q_{неучт}$ – невраховані втрати, кВт.

2.1.2 Розрахунок ексергетичного балансу

Запишемо рівняння енергетичного балансу,

$$E_z + E_{вз} + E_{экз} = E_m + E_{ок} + E_{гор} + E_{ос} + E_{т/о} + E_{отх}.$$

2.1.2.1 Розрахунок прибуткової частини ексергетичного балансу,

$$E_{прих} = E_r + E_{вз} + E_{экз},$$

де $E_z, E_{вз}, E_{экз}$ - відповідно ексергії горіння палива, підігріваємого повітря, екзотермічних реакцій.

Ексергія горіння палива, кВт

$$E_r = B \cdot Q_H^p = 15,8 \cdot 6708 = 105986,4.$$

Ексергія підігрівається повітря, кВт

$$E_{вз} = B \cdot V_{вз} \cdot \Delta e_{вз},$$

де $\Delta e_{вз} = \Delta i_{вз} - T_0 \Delta S$ - різниця ексергією повітря на вході і виході, кДж/кг;

T_0 – температура, що дорівнює $t'_{\text{вз}}$, К;

$\Delta i_{\text{вз}} = i''_{\text{вз}} - i'_{\text{вз}}$; $i''_{\text{вз}}, i'_{\text{вз}}$ - ентальпії повітря на виході і вході, кДж/кг, які визначаються відповідно по $t''_{\text{вз}}$ і $t'_{\text{вз}}$ [1];

$$\Delta S = c_p \cdot \ln \frac{T}{T_0} = c_p \cdot \ln \frac{T''_{\text{вз}}}{T'_{\text{вз}}} = 0,71625 \cdot \ln \frac{584}{287} = 0,5088374,$$

c_p - теплоємність повітря при температурі $T''_{\text{вз}}$, кДж/м³ К (визначаємо за табл. 4.1)

Таким чином, значення ексергії для підігріваемого повітря, кВт

$$E_{\text{вз}} = 15,8 \cdot 1,628 \cdot ((418,29 - 39) - 287 \cdot 0,5088374) = 5999,844.$$

Ексергія екзотермічних реакцій,

$$E_{\text{экз}} = \frac{y}{100} \cdot G_{\text{м}} \cdot e_y = \frac{1}{100} \cdot 37,3 \cdot 5120 = 1909,76,$$

де $e_y = 5120$ кДж/кг.

Таким чином, ми можемо визначити значення прибуткової частини ексергетичного балансу, кВт

$$E_{\text{прих}} = E_{\text{г}} + E_{\text{вз}} + E_{\text{экз}} = 105986,4 + 5999,844 + 1909,76 = 113896,004.$$

4.1.2.2 Розрахунок видаткової частини ексергетичного балансу,

$$E_{\text{расх}} = E_{\text{м}} + E_{\text{ок}} + E_{\text{гор}} + E_{\text{ос}} + E_{\text{т/о}} + E_{\text{отх}},$$

де $E_{\text{м}}, E_{\text{ок}}, E_{\text{гор}}, E_{\text{ос}}, E_{\text{т/о}}, E_{\text{отх}}$ - відповідно ексергії, що витрачаються на нагрів металу, на нагрів окалини, втрата ексергії через незворотності процесу горіння палива, втрата ексергії в навколишнє середовище, втрата ексергії через незворотності процесу теплообміну продуктів згорання, втрата ексергії та відходять продуктами згорання.

Витрата ексергії на нагрів металу, кВт

$$\frac{100-1}{100} \cdot 37,3 \cdot (1086,97424 - 127,872 - 288 \cdot 1,17904) = 22877,70631$$

$$E_M = \frac{100-y}{100} \cdot G_M \cdot \Delta i_M = \frac{100-y}{100} \cdot G_M \cdot (i_M'' - i_M' - T_0 \Delta S)$$

де i_M'', i_M' - відповідно ентальпії металу при температурах T_M'', T_M' (табл. 2.2)

T_0 - температура, що дорівнює $t_{\text{сз}}'$, К;

$$\Delta S = c_{\text{кон.м}} \cdot \ln \frac{T_M''}{T_M'} = 0,7 \cdot \ln \frac{1552}{288} = 1,17904 - \text{ентропія металу.}$$

Витрата ексергії на нагрів окалини, кВт

$$E_{\text{ок}} = G_M \cdot \frac{y}{100} \cdot e_{\text{ок}} = 37,3 \cdot \frac{1}{100} \cdot 3000 = 1119,$$

де $e_{\text{ок}} = 3000$ кДж/кг.

Втрата ексергії через незворотності процесу горіння палива, кВт

$$E_{\text{зоп}} = B \cdot (e_m + V_{\text{сз}} e_{\text{сз}} - V_{\text{нс}} e_{\text{нс}}) =$$

$$15,8 \cdot (6708 + 379,736962 - 2,442 \cdot (3025,79 - 18 - 287 \cdot 3,26095858)) = 32045,08$$

Розпишемо кожен складову цього виразу.

Питома ексергія палива, кДж/м³

$$e_T = Q_H^P = 6708.$$

Добуток питомої ексергії нагрітого повітря на його обсяг,

$$V_{\text{вз}} \cdot e_{\text{вз}} = \frac{E_{\text{вз}}}{B} = \frac{5999,844}{15,8} = 379,736962.$$

Питома ексергія продуктів згорання, кДж/м³

$$e_{\text{пс}} = i_{\text{гор}} - i_0 - T_0 \cdot \Delta S_{\text{пс}},$$

де $i_{\text{зоп}} = c_{\text{пс}} \cdot t_{\text{зоп}} = 1,63 \cdot (2129,3 - 273) = 3025,79$ кДж/м³,

$c_{\text{пс}}$ - теплоємність продуктів згорання, кДж/м³ К; приймаємо $c_{\text{пс}} = 1,63$,

$T_{\text{зоп}}$ - температура горіння палива при гарячих компонентах:

$$T_{\text{гор}} = \frac{Q_H^P + \frac{Q_{\text{фв}}}{B}}{c_{\text{пс}} V_{\text{пс}}} + 273 = \frac{6708 + \frac{10759,4227}{15,8}}{1,63 \cdot 2,442} + 273 = 2129,3, \text{ К;}$$

$i_0 = 18 \text{ кДж/м}^3$ – ентальпія продуктів згорання, які перебувають у стані рівноваги з навколишнім середовищем;

T_0 – температура, що дорівнює $t'_{\text{сз}}$, К;

ΔS_{nc} – ентропія продуктів згорання, кДж/м^3 :

$$\Delta S_{\text{nc}} = c_{\text{nc}} \cdot \ln \frac{T_{\text{гор}}}{T_0} = 1,63 \cdot \ln \frac{2129,3}{288} = 3,26095858$$

Втрата ексергії внаслідок теплообміну з навколишнім середовищем, кВт

$$E_{\text{ос}} = Q_{\text{ос}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{nc}}}\right) = 14262,75 \cdot \left(1 - \frac{287}{1685,43}\right) = 11834,04679$$

де

$$Q_{\text{ос}} = Q_{\text{расх}} - Q_{\text{м}} - Q_{\text{ух}} = 111904,7662 - 35416,76842 - 62225,24586 = 14262,75$$

кВт – сумарне відведення теплоти в навколишнє середовище, приймається з енергетичного балансу.

T_0 – температура, що дорівнює $t'_{\text{сз}}$, К;

$\overline{T}_{\text{nc}}$ – середня термодинамічна температура продуктів згорання, К.

$$\overline{T}_{\text{nc}} = \frac{T_{\text{гор}} - T_{\text{ух}}}{\ln \frac{T_{\text{гор}}}{T_{\text{ух}}}} = \frac{2129,3 - 1308}{\ln \frac{2129,3}{1308}} = 1685,43,$$

$T_{\text{ух}}$ – температура продуктів згорання на виході з робочої камери печі, К.

Втрата ексергії через незворотності процесу теплообміну продуктів згорання, кВт

$$E_{\text{т/о}} = B \cdot V_{\text{nc}} \cdot (e_{\text{nc}}^{\text{вх}} - e_{\text{nc}}^{\text{вих}}) - E_{\text{м}} - E_{\text{ос}} = 15,8 \cdot 2,442 \cdot (2076,11 - 766,456) - 22877,70631 - 11834,04679 = 15819,413$$

де $e_{\text{nc}}^{\text{вх}} = e_{\text{nc}} = 2076,11 \text{ кДж/м}^3$ – питома ексергія продуктів згорання при гарячих компонентах

$e_{\text{nc}}^{\text{вих}}$ – ексергія вихідних продуктів згорання, кДж/м^3

$$e_{\text{nc}}^{\text{вих}} = i_{\text{ух}} - i_0 - T_0 \cdot \Delta S_{\text{nc}} = 1612,738 - 18 - 287 \cdot 2,886 = 766,456,$$

де $i_{yx} = \frac{Q_{yx}}{BV_{nc}} = \frac{62225,24586}{15,8 \cdot 2,442} = 1612,738$ кДж/м³ – ентальпія відхідних продуктів згорання;

$\Delta S_{nc} = c_{nc} \cdot \ln \frac{\overline{T}_{nc}}{T_0} = 1,63 \cdot \ln \frac{1685,43}{287} = 2,886$ - ексергія вихідних продуктів згорання.

Втрату ексергії з продуктами згорання, що відходять, розрахуємо за формулою, кВт

$$E_{отх} = B \cdot V_{nc} \cdot e_{nc}^{с_{yx}} = 15,8 \cdot 2,442 \cdot 766,456 = 29572,63172.$$

Таким чином, ми можемо отримати значення видаткової частини ексергетичного балансу, кВт

$$E_{расх} = E_m + E_{ок} + E_{гор} + E_{ос} + E_{т/о} + E_{отх}$$

$$E_{расх} = 22877,70631 + 1119 + 32045,08 + 11834,04679 + 15819,413 + 29572,63172 = 113267,8778$$

Знаючи значення за прибутковою та витратних частинах ексергетичного балансу запишемо,

$$E_{прих} = E_{расх},$$

$$113896,004 \approx 113267,8778.$$

Визначимо похибку обчислень, %

$$\Delta = \frac{E_{прих} - E_{расх}}{E_{прих}} \cdot 100 = \frac{113896,004 - 113267,8778}{113896,004} \cdot 100 = 0,55.$$

Результати розрахунків енергетичного та ексергетичного балансів:

Енергетичний баланс

Прибуткова частина	кДж	%
Хімічне тепло палива, $Q_{х.т}$	105986,4	89,17
Фізичне тепло дуття, $Q_{фв}$	10759,4227	9,1
Екзотермічні реакції, $Q_{экз}$	2107,45	1,73
$\Sigma Q_{пр}$	118853,2727	100
Вихідна частина	кДж	%

Витрата тепла на нагрів металу, Q_m	35416,76842	29,8
Тепловідведення з продуктами згорання, що відходять, Q_{yx}	62225,24586	52,35
Тепловідведення через кладку продуктами згорання, $Q_{кл}$	49,090	0,04
Тепловідведення з охолодженням елементів печі, $Q_{охл}$	13563,03	11,4
Витрата тепла на нагрів окалини, $Q_{ок}$	650,63136	0,55
Невраховані витрати, $Q_{неучт}$	6948,51	5,86
$\Sigma Q_{расх}$	118853,2727	100

Ексергетичний баланс

<i>Прибуткова частина</i>	<i>кДж</i>	<i>%</i>
Ексергія палива, E_T	105986,4	93,1
Ексергія дуття, $E_{вз}$	5999,844	5,27
Ексергія окислення металу, $E_{экз}$	1909,76	1,63
$\Sigma E_{пр}$	113896,004	100
<i>Вихідна частина</i>	<i>кДж</i>	<i>%</i>
Витрата ексергії на нагрів металу, E_m	22877,70631	20,2
Витрата ексергії на нагрів окалини, $E_{ок}$	1119	0,99
Втрата ексергії через незворотності процесу горіння палива, $E_{гор}$	32045,08	28,3
Втрата ексергії в камері печі внаслідок незворотності теплообміну продуктів згорання з навколишнім середовищем, $E_{ос}$	11834,04679	10,45
Втрата ексергії внаслідок незворотності процесу теплообміну продуктів згорання з нагрівається металом, E_T	15819,413	13,41
Втрата ексергії та відходять продуктами згорання, $E_{отх}$	113267,8778	26,65
$\Sigma E_{расх}$	113267,8778	100

Задача 2.2. Розрахувати ексергетичний та енергетичний баланси котельної установки. Котельна установка задається для кожного індивідуально. У прикладі розрахунку будемо розглядати котельну установку К-50-40/14, з конструктивними характеристиками якої можна ознайомитись в [2]. Паливо - кам'яне вугілля марки Д(Р) - Інтінське родовище, з особливостями якого можна ознайомитись в [3].

Розв'язання

2.2.1 Прибуткова частина ексергетичного балансу котельної установки,

$$e_{прих} = e_m,$$

де e_m – питома ексергія палива, кДж/кг.

Розрахуємо її за формулою, кДж/кг,

$$e_m = kQ_n^p = 1 \cdot 18310 = 18310,$$

де k – коефіцієнт, який враховує вид спалюваного палива; для кам'яного вугілля $k = 1$.

Прибуткова частина ексергетичного балансу складає, кДж/кг

$$e_{прих} = 18310.$$

2.2.2 Видаткова частина ексергетичного балансу котельної установки,

$$e_{расх} = e_{nn} + e_{сз2} + e_{сз1} + e_{кп} + de_{nn}^{m/o} + de_{сз2}^{m/o} + de_{сз1}^{m/o} + de_{кп}^{m/o} + de_{сн2}^{m/o} + de_{сн1}^{m/o} + e_{ух} + \Delta e_{зоп},$$

де $e_{nn}, e_{сз2}, e_{сз1}, e_{кп}, de_{nn}^{m/o}, de_{сз2}^{m/o}, de_{сз1}^{m/o}, de_{кп}^{m/o}, de_{сн2}^{m/o}, de_{сн1}^{m/o}, e_{ух}, \Delta e_{зоп}$ - питомі ексергії відповідно пароперегрівача, водяного економайзера 2-го ступеня, водяного економайзера 1-го ступеня, котельного пучка, втрати ексергії в результаті незворотності процесів теплообміну в пароперегрівачі, водяного економайзері 2-го ступеня, водяному економайзері 1-го ступеня, котельному пучку, повітропідігрівачі 2-го ступеня, повітропідігрівачі 1-го ступеня, ексергія відхідних продуктів згорання, ексергія горіння палива.

Ексергія продуктів згорання в пароперегрівачі так само як і в інших поверхнях нагріву визначатиметься наступним чином: спочатку знаходимо ексергію продуктів згорання в даній поверхні нагрівання, а потім знаходимо ексергію, яка «сприйнялася» тим чи іншим теплоносієм в даній поверхні нагрівання, яка чисельно повинна бути менше. Обчисливши різницю цих величин, отримаємо значення ексергії, яка витрачається через незворотність процесів теплообміну, тобто ця енергія сприймається самою конструкцією котельної установки (нагрівання балок, перекриттів і т.д.)

Ексергію топки розрахуємо за формулою, кДж/кг

$$e_m^e = \left[I_z' - I_z'' - T_0 \left(\frac{I_z'}{T_z' V_{nc}} \ln \frac{T_z'}{T_0} - \frac{I_z''}{T_z'' V_{nc}} \ln \frac{T_z''}{T_0} \right) \right],$$

$$e_m^e = \left[20486 - 11506 - 303 \left(\frac{20486}{2171 \cdot 6,214} \ln \frac{2171}{303} - \frac{11506}{1407 \cdot 6,214} \ln \frac{1407}{303} \right) \right] \\ = 7886,164,$$

де I'_z, I''_z - відповідно ентальпії димових газів на вході і виході з топки, кДж/кг;

V_{nc} - об'єм продуктів згорання, м³/м³ (з розрахунку котлоагрегату);

T'_z, T''_z - відповідно температури димових газів на вході і виході з пароперегрівача, К. Аналогічним чином вважаються всі інші поверхні нагрівання, в яких використовуються лише інші чисельні значення ентальпій, ентропій, температур води або повітря. Ці значення вже є в розрахунку котельної установки.

Ексергія фестона дорівнює, кДж/кг

$$e_{\Phi}^z = \left[I'_z - I''_z - T_0 \left(\frac{I'_z}{T'_z V_{nc}} \ln \frac{T'_z}{T_0} - \frac{I''_z}{T''_z V_{nc}} \ln \frac{T''_z}{T_0} \right) \right],$$

Ексергія пароперегрівача знайдемо за формулою, кДж/кг

$$e_{nn} = \frac{D}{B} [(I_{nn} - I_{кв}) - T_{oc} (S_{nn} - S_{кв})],$$

де D - паропроодуктивність котельної установки, кг/с;

B - витрати палива, кг/с;

$I_{nn}, I_{кв}$ - відповідно ентальпії перегрітого пара і котельної води, кДж/кг (з розрахунку котлоагрегата);

$S_{nn}, S_{кв}$ - відповідно ентропії перегрітої пари і котельної води, кДж/(кг С) [1];

T_{oc} - температура зовнішнього повітря, К.

Знайдемо ексергію перегрівача пара, кДж/кг

$$\begin{aligned} e_{nn} &= \frac{D}{B} [(I_{nn} - I_{кв}) - T_{oc} (S_{nn} - S_{кв})] \\ &= \frac{13,9}{2,064} [(2928,44 - 2789,7) - 303(6,744 - 6,4614)] = 357,68. \end{aligned}$$

Ексергія димових газів в пароперегрівачі, кДж/кг

$$e_{nn}^z = [I'_z - I''_z - T_0 (S'_z - S''_z)] = \left[I'_z - I''_z - T_0 \left(\frac{I'_z}{T'_z V_{nc}} \ln \frac{T'_z}{T_0} - \frac{I''_z}{T''_z V_{nc}} \ln \frac{T''_z}{T_0} \right) \right],$$

де I'_z, I''_z - відповідно ентальпії димових газів на вході і виході з пароперегрівача, кДж/кг;

S'_z, S''_z - відповідно ентропії димових газів на вході і виході з пароперегрівача,

кДж/(кг С);

V_{nc} – обсяг продуктів згорання, м³/м³ (з розрахунку котлоагрегату);

T'_z, T''_z - відповідно температури димових газів на вході і виході з пароперегрівача, К

Таким чином маємо, кДж/кг

$$e_{nn}^e = \left[I'_z - I''_z - T_0 \left(\frac{I'_z}{T'_z V_{nc}} \ln \frac{T'_z}{T_0} - \frac{I''_z}{T''_z V_{nc}} \ln \frac{T''_z}{T_0} \right) \right],$$

$$e_{nn}^e = \left[10928 - 9545 - 303 \left(\frac{10928}{1335 \cdot 6,412} \ln \frac{1335}{303} - \frac{9545}{1213 \cdot 6,412} \ln \frac{1213}{303} \right) \right] = 1325,96.$$

Втрати ексергії через незворотності процесів теплообміну в пароперегрівачі, кДж/кг

$$de_{nn} = e_{nn}^e - e_{nn} = 1325,96 - 357,68 = 968,21.$$

Розрахунок ексергії котельного пучка буде відрізнятися від інших розрахунків тим, що складова втрат на незворотність процесів теплообміну буде враховувати ексергію топки і фестона,

$$de_{kn} = e_{kn}^e + e_m^e + e_{\phi}^e - e_{kn} = 1325,96 - 357,68 = 968,21,$$

де $e_{kn}^e, e_m^e, e_{\phi}^e$ – питомі ексергії димових газів відповідно в котельному пучку, топці, фестону, кДж/кг

Ексергію котельного пучка знайдемо за формулою, кДж/кг

$$e_{kn+m+\phi} = \frac{D}{B} [(i_{kn} - i_{в.зк}) - T_{oc}(S_{kn} - S_{кв})],$$

де D – паропродуктивність котельної установки, кг/с;

B – витрати палива, кг/с;

$i_{\text{нп}}, i_{\text{с.эв}}$ - відповідно ентальпії насиченої пари і котельної води, кДж/кг (з розрахунку котлоагрегату, при температурі насичення в барабані);

$S_{\text{нп}}, S_{\text{св}}$ - відповідно ентропії насиченої пари і котельної води, кДж/(кг С) [1];

$T_{\text{ос}}$ - температура зовнішнього повітря, К.

Знайдемо ексергію котельного пучка, кДж/кг

$$e_{\text{кп}} = \frac{D}{B} [(i_{\text{нп}} - i_{\text{с.эв}}) - T_{\text{ос}}(S_{\text{нп}} - S_{\text{св}})] = \frac{13,9}{2,064} [(2789,7 - 1073,9) - 303(6,4591 - 2,29)] = 3473,65$$

Ексергія димових газів в котельному пучку, кДж/кг

$$e_{\text{кп}}^{\text{г}} = [I_{\text{г}}' - I_{\text{г}}'' - T_0(S_{\text{г}}' - S_{\text{г}}'')] = \left[I_{\text{г}}' - I_{\text{г}}'' - T_0 \left(\frac{I_{\text{г}}'}{T_{\text{г}}' V_{\text{гс}}} \ln \frac{T_{\text{г}}'}{T_0} - \frac{I_{\text{г}}''}{T_{\text{г}}'' V_{\text{гс}}} \ln \frac{T_{\text{г}}''}{T_0} \right) \right],$$

де $I_{\text{г}}', I_{\text{г}}''$ - відповідно ентальпії димових газів на вході і виході з котельного пучка, кДж/кг;

$S_{\text{г}}', S_{\text{г}}''$ - відповідно ентропії димових газів на вході і виході з котельного пучка, кДж/(кг С);

$V_{\text{гс}}$ - об'єм продуктів згорання, м³/м³ (з розрахунку котлоагрегату);

$T_{\text{г}}', T_{\text{г}}''$ - відповідно температури димових газів на вході і виході з пароперегрівача, К

Таким чином маємо, кДж/кг

$$e_{\text{кп}}^{\text{г}} = \left[I_{\text{г}}' - I_{\text{г}}'' - T_0 \left(\frac{I_{\text{г}}'}{T_{\text{г}}' V_{\text{гс}}} \ln \frac{T_{\text{г}}'}{T_0} - \frac{I_{\text{г}}''}{T_{\text{г}}'' V_{\text{гс}}} \ln \frac{T_{\text{г}}''}{T_0} \right) \right],$$

$$e_{\text{кп}}^{\text{г}} = \left[9628 - 8778 - 303 \left(\frac{9628}{1165 \cdot 6,735} \ln \frac{1165}{303} - \frac{8778}{1093 \cdot 6,735} \ln \frac{1093}{303} \right) \right]$$

$$= 812,816.$$

Так, можемо розрахувати втрати ексергії через незворотності процесів теплообміну в котельному пучку, кДж/кг

$$de_{\text{кп}} = e_{\text{кп}}^{\text{г}} + e_{\text{т}}^{\text{г}} + e_{\text{ф}}^{\text{г}} - e_{\text{кп}} = 812,816 + 7886,164 + 369,42 - 3473,65 = 5594,75$$

Ексергія водяного економайзера 2-го ступеня знайдемо за формулою,
кДж/кг

$$e_{\varepsilon 2} = \frac{D}{B} [(i''_{\varepsilon 2} - i'_{\varepsilon 2}) - T_{oc}(S''_{\varepsilon 2} - S'_{\varepsilon 2})],$$

де D – паропроодуктивність котельної установки, кг/с;

B - витрати палива, кг/с;

$i''_{\varepsilon 2}, i'_{\varepsilon 2}$ - відповідно ентальпії води на виході і вході в економайзер,
кДж/кг (з розрахунку котлоагрегата);

$S''_{\varepsilon 2}, S'_{\varepsilon 2}$ – відповідно ентропії води на виході і вході в економайзер,
кДж/(кг С) [1];

T_{oc} - температура зовнішнього повітря, К.

Знайдемо ексергію економайзера 2-го ступеня, кДж/кг

$$e_{\varepsilon 2} = \frac{D}{B} [(i''_{\varepsilon 2} - i'_{\varepsilon 2}) - T_{oc}(S'_{\varepsilon 2} - S'_{\varepsilon 2})] = \frac{13,9}{2,064} [(1013,9 - 542) - 303(2,656 - 1,6238)] = 1071,3$$

Ексергія димових газів в економайзері, кДж/кг

$$e_{\varepsilon 2}^g = [I'_g - I''_g - T_0(S'_g - S''_g)] = \left[I'_g - I''_g - T_0 \left(\frac{I'_g}{T'_g V_{nc}} \ln \frac{T'_g}{T_0} - \frac{I''_g}{T''_g V_{nc}} \ln \frac{T''_g}{T_0} \right) \right],$$

де I'_g, I''_g - відповідно ентальпії димових газів на вході і виході з економайзера,
кДж/кг;

S'_g, S''_g - відповідно ентропії димових газів на вході і виході з
економайзера, кДж/(кг С);

V_{nc} – об'єм продуктів згорання, м³/м³ (з розрахунку котлоагрегата);

T'_g, T''_g - відповідно температури димових газів на вході і виході з
економайзера, К

Таким чином маємо, кДж/кг

$$e_{\varepsilon 2}^g = \left[I'_g - I''_g - T_0 \left(\frac{I'_g}{T'_g V_{nc}} \ln \frac{T'_g}{T_0} - \frac{I''_g}{T''_g V_{nc}} \ln \frac{T''_g}{T_0} \right) \right],$$

$$e_{\varepsilon 2}^g = \left[8778 - 4430 - 303 \left(\frac{8778}{1093 \cdot 7,082} \ln \frac{1093}{303} - \frac{4430}{697 \cdot 7,082} \ln \frac{697}{303} \right) \right] = 4120.$$

Втрати ексергії через незворотності процесів теплообміну в економайзері 2-го ступеня, кДж/кг

$$de_{\varepsilon 2} = e_{\varepsilon 2}^{\varepsilon} - e_{\varepsilon 2} = 4120 - 1071,3 = 3049.$$

Ексергію повітропідігрівача 2-го ступеня знайдемо за формулою, кДж/кг

$$e_{\varepsilon n_2} = (I_{\varepsilon n_2}'' - I_{\varepsilon n_2}') - T_{oc} \Delta S,$$

де $I_{\varepsilon n_2}'$, $I_{\varepsilon n_2}''$ - відповідно ентальпії повітря на виході і вході в повітропідігрівач, кДж/кг (з розрахунку котлоагрегату);

ΔS – ентропія повітря повітропідігрівача 2-го ступеня, кДж/(кг С) [1],

$$\Delta S = c_p \ln \frac{T_{\varepsilon n}''}{T_0} = 1,344 \cdot \ln \frac{579}{303} = 0,87,$$

c_p – теплоємність повітря, кДж/кг К; приймаємо за таблиці 2.1 по $T_{\varepsilon 3}''$;

$T_{\varepsilon n}''$ - температура повітря на виході з повітропідігрівача 2-ї ступені;

T_{oc} - температура зовнішнього повітря, К.

Знайдемо ексергію повітропідігрівача 2-го ступеня, кДж/кг

$$e_{\varepsilon n_2} = (I_{\varepsilon n_2}'' - I_{\varepsilon n_2}') - T_{oc} \Delta S = (4430 - 3417 - 303 \cdot 0,87) = 749,39.$$

Ексергія димових газів в повітропідігрівачі, кДж / кг

$$e_{\varepsilon n_2}^{\varepsilon} = [I_{\varepsilon}' - I_{\varepsilon}'' - T_0 (S_{\varepsilon}' - S_{\varepsilon}'')] = \left[I_{\varepsilon}' - I_{\varepsilon}'' - T_0 \left(\frac{I_{\varepsilon}'}{T_{\varepsilon}' V_{nc}} \ln \frac{T_{\varepsilon}'}{T_0} - \frac{I_{\varepsilon}''}{T_{\varepsilon}'' V_{nc}} \ln \frac{T_{\varepsilon}''}{T_0} \right) \right],$$

де I_{ε}' , I_{ε}'' - відповідно ентальпії димових газів на вході і виході з повітропідігрівача, кДж/кг;

S_{ε}' , S_{ε}'' - відповідно ентропії димових газів на вході і виході з повітропідігрівача, кДж/(кг С);

V_{nc} – об'єм продуктів згорання, м³/м³ (з розрахунку котлоагрегату);

T_{ε}' , T_{ε}'' - відповідно температури димових газів на вході і виході з повітропідігрівача, К

Таким чином маємо, кДж/кг

$$e_{\varepsilon n_2}^{\varepsilon} = \left[I_{\varepsilon}' - I_{\varepsilon}'' - T_0 \left(\frac{I_{\varepsilon}'}{T_{\varepsilon}' V_{nc}} \ln \frac{T_{\varepsilon}'}{T_0} - \frac{I_{\varepsilon}''}{T_{\varepsilon}'' V_{nc}} \ln \frac{T_{\varepsilon}''}{T_0} \right) \right],$$

$$e_{\varepsilon n_2}^{\varepsilon} = \left[4430 - 3417 - 303 \left(\frac{4430}{697 \cdot 7,33} \ln \frac{697}{303} - \frac{3417}{592,54 \cdot 7,33} \ln \frac{592,54}{303} \right) \right] = 817,63.$$

Втрати ексергії через незворотності процесів теплообміну в повітропідігрівачі 2-го ступеня, кДж / кг

$$de_{\varepsilon n_2} = e_{\varepsilon n_2}^{\varepsilon} - e_{\varepsilon n_2} = 817,63 - 749,39 = 68,24.$$

Ексергію водяного економайзера 1-го ступеня знайдемо за формулою, кДж/кг

$$e_{\varepsilon \varepsilon_1} = \frac{D}{B} [(i_{\varepsilon \varepsilon_1}'' - i_{\varepsilon \varepsilon_1}') - T_{oc}(S_{\varepsilon \varepsilon_1}'' - S_{\varepsilon \varepsilon_1}')],$$

де D – паропродуктивність котельної установки, кг/с;

B – витрати палива, кг/с;

$i_{\varepsilon \varepsilon_1}'', i_{\varepsilon \varepsilon_1}'$ - відповідно ентальпії води на виході і вході в економайзер, кДж/кг (з розрахунку котлоагрегату);

$S_{\varepsilon \varepsilon_1}'', S_{\varepsilon \varepsilon_1}'$ – відповідно ентропії води на виході і вході в економайзер, кДж/(кг С) [1];

T_{oc} - температура зовнішнього повітря, К.

Знайдемо ексергію економайзера 1-го ступеню, кДж/кг

$$e_{\varepsilon \varepsilon_1} = \frac{D}{B} [(i_{\varepsilon \varepsilon_1}'' - i_{\varepsilon \varepsilon_1}') - T_{oc}(S_{\varepsilon \varepsilon_1}'' - S_{\varepsilon \varepsilon_1}')] = \frac{13,9}{2,064} [(544,23 - 497,109) - 303(1,644 - 1,506)] = 33,9$$

Ексергія димових газів в економайзері, кДж/кг

$$e_{\varepsilon \varepsilon_1}^{\varepsilon} = [I_{\varepsilon}' - I_{\varepsilon}'' - T_0(S_{\varepsilon}' - S_{\varepsilon}'')] = \left[I_{\varepsilon}' - I_{\varepsilon}'' - T_0 \left(\frac{I_{\varepsilon}'}{T_{\varepsilon}' V_{nc}} \ln \frac{T_{\varepsilon}'}{T_0} - \frac{I_{\varepsilon}''}{T_{\varepsilon}'' V_{nc}} \ln \frac{T_{\varepsilon}''}{T_0} \right) \right],$$

де $I_{\varepsilon}', I_{\varepsilon}''$ - відповідно ентальпії димових газів на вході і виході з економайзера, кДж/кг;

$S_{\varepsilon}', S_{\varepsilon}''$ - відповідно ентропії димових газів на вході і виході з економайзера, кДж/(кг С);

V_{nc} – об'єм продуктів згорання, м³/м³ (з розрахунку котлоагрегату);

T'_2, T''_2 - відповідно температури димових газів на вході і виході з економайзера, К

Таким чином маємо, кДж/кг

$$e_{\varepsilon 3_1} = \left[I'_2 - I''_2 - T_0 \left(\frac{I'_2}{T'_2 V_{nc}} \ln \frac{T'_2}{T_0} - \frac{I''_2}{T''_2 V_{nc}} \ln \frac{T''_2}{T_0} \right) \right],$$

$$e_{\varepsilon 3_1} = \left[3924 - 3255 - 303 \left(\frac{3924}{638 \cdot 7,73} \ln \frac{638}{303} - \frac{3255}{547 \cdot 7,33} \ln \frac{547}{303} \right) \right] = 615,94.$$

Втрати ексергії через незворотності процесів теплообміну в економайзері 1-го ступеня, кДж/кг

$$de_{\varepsilon 3_1} = e_{\varepsilon 3_1} - e_{\varepsilon 3_1} = 615,94 - 33,9 = 582,04.$$

Ексергія повітря підігрівача 1-го ступеня знайдемо за формулою, кДж/кг

$$e_{\varepsilon n_1} = (I''_{\varepsilon n_1} - I'_{\varepsilon n_1}) - T_{oc} \Delta S,$$

де $I''_{\varepsilon n_1}, I'_{\varepsilon n_1}$ - відповідно ентальпії повітря на виході і вході в повітропідігрівач, кДж/кг (з розрахунку котлоагрегату);

ΔS – ентропія повітря повітропідігрівача 1-го ступеня, кДж/(кг С) [1],

$$\Delta S = c_p \ln \frac{T''_{\varepsilon n}}{T_0} = 1,332 \cdot \ln \frac{482}{303} = 0,618,$$

c_p - теплоємність повітря, кДж/кг К; приймається за таблицею 2.1 по $T''_{\varepsilon n}$;

$T''_{\varepsilon n}$ - температура повітря на виході з повітропідігрівача 1-го ступеня;

T_{oc} - температура зовнішнього повітря, К.

Знайдемо ексергію повітропідігрівача 1-го ступеня, кДж/кг

$$e_{\varepsilon n_1} = (I''_{\varepsilon n_1} - I'_{\varepsilon n_1}) - T_{oc} \Delta S = (3096,3 - 1726,2 - 303 \cdot 0,618) = 1182,85.$$

Ексергія димових газів в повітропідігрівачі, кДж/кг

$$e_{\varepsilon 2_1} = [I'_2 - I''_2 - T_0 (S'_2 - S''_2)] = \left[I'_2 - I''_2 - T_0 \left(\frac{I'_2}{T'_2 V_{nc}} \ln \frac{T'_2}{T_0} - \frac{I''_2}{T''_2 V_{nc}} \ln \frac{T''_2}{T_0} \right) \right],$$

де I'_2, I''_2 - відповідно ентальпії димових газів на вході і виході з повітропідігрівача, кДж/кг;

S'_z, S''_z - відповідно ентропії димових газів на вході і виході з повітропідігрівника, кДж/(кг С);

V_{nc} – об'єм продуктів згорання, м³/м³ (з розрахунку котлоагрегату);

T'_z, T''_z - відповідно температури димових газів на вході і виході з повітропідігрівника, К

Таким чином маємо, кДж/кг

$$e_{\varepsilon n_1}^z = \left[I'_z - I''_z - T_0 \left(\frac{I'_z}{T'_z V_{nc}} \ln \frac{T'_z}{T_0} - \frac{I''_z}{T''_z V_{nc}} \ln \frac{T''_z}{T_0} \right) \right],$$

$$e_{\varepsilon n_1}^z = \left[3096,3 - 1726,2 - 303 \left(\frac{3096,3}{547 \cdot 8,124} \ln \frac{547}{303} - \frac{1726,2}{423 \cdot 8,124} \ln \frac{423}{303} \right) \right] = 1296,169.$$

Втрати ексергії через незворотності процесів теплообміну в повітропідігрівачі 2-го ступеня, кДж/кг

$$de_{\varepsilon n_1} = e_{\varepsilon n_1}^z - e_{\varepsilon n_1} = 1296,169 - 1182,85 = 113,319.$$

Питому ексергію відхідних газів знайдемо наступним чином, кДж/кг

$$e_{yx} = (I_{yx} - I_{взз0}) - T_{oc} \Delta S,$$

де $I_{yx}, I_{взз0}$ – відповідно ентальпії відхідних газів і зовнішнього повітря при його температурі (в курсовому проекті по котлам була прийнята температура 30 °С)

ΔS - ентропія вихідних газів, кДж/кг К,

$$\Delta S = c_p \ln \frac{T''_{взз}}{T_0} = 4,0809 \cdot \ln \frac{423}{303} = 1,362,$$

де c_p - теплоємність димових газів на виході, кДж/кг К,

$$c_p = \frac{I_{yx}}{T_{yx}} = \frac{1726,2}{423} = 4,0809.$$

Питому ексергію відхідних газів знайдемо за формулою, кДж/кг

$$e_{yx} = (I_{yx} - I_{взз0}) - T_{oc} \Delta S = (1726,2 - 190,4) - 303 \cdot 1,362 = 1123,256.$$

Ексергія горіння палива, кДж/кг

$$e_{\text{гор}} = e_m - Q_p \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{гор}}} \right) = 18310 - 18310 \left(1 - \frac{303}{2171} \right) = 2550.$$

Таким чином, можемо записати остаточний вираз ексергетичного балансу котельної установки, кДж/кг

$$e_{\text{прих}} = e_{\text{расх}},$$

$$e_m = e_{nn} + e_{\text{вз}_2} + e_{\text{вз}_1} + e_{kn} + de_{nn}^{m/o} + de_{\text{вз}_2}^{m/o} + de_{\text{вз}_1}^{m/o} + de_{kn}^{m/o} + de_{\text{вн}_2}^{m/o} + de_{\text{вн}_1}^{m/o} + e_{yx} + \Delta e_{\text{гор}}$$

$$e_{\text{прих}} = 18310,$$

$$e_{\text{расх}} = 357,68 + 1071 + 33,9 + 3473,65 + 968,21 + 3040 + 582,04 + 5594,75 + 68,24 + 113,319 + 1123,256 + 2550$$

$$e_{\text{расх}} = 18587,805.$$

Розрахуємо похибка виконаних розрахунків, %

$$\Delta = \frac{e_{\text{расх}} - e_{\text{прих}}}{e_{\text{расх}}} 100 = \frac{18587,805 - 18310}{18587} 100 = 1,49 \%$$

Дане значення похибки лежить в допустимих межах (до 5%), тому робимо висновок про правильність виконаних розрахунків.

Практичне завдання №3

Задача 3. За даними завдання 2.2 і розрахунків котельної установки побудувати схеми енергетичного та ексергетичного балансів котельної установки, розглянутої в попередній задачі.

Рішення

Схеми енергетичного та ексергетичного балансів будуються на міліметровому папері формату А4. Приклад таких схем котлоагрегату, що розглядується представлені нижче.

4.1. Енергетичний баланс котельної установки К-50-40/14

$$Q_{\text{вх}} = Q_{\text{вих}}.$$

4.1.1. Розрахуємо енергетичний баланс топки (згорання палива),

$$Q_{\text{вх}} = Q'_{\text{топки}} + Q''_{\text{ВП2}} = 26,2 + 1,6 = 27,8 \text{ кДж},$$

$$Q_{\text{вих}} = Q''_{\text{топки}} = 23,7 \text{ кДж}.$$

4.1.2. Розрахуємо енергетичний баланс випарної поверхні,

$$Q_{\text{вх}} = Q'_{\text{исп.пов}} + Q''_{\text{ВЭ2}} = 23,7 + 4,1 = 27,8 \text{ кДж},$$

$$Q_{\text{вих}} = Q''_{\text{исп.пов}} + Q_{\text{потр}} = 19,9 + 7,9 = 27,8 \text{ кДж}.$$

4.1.3. Розрахуємо енергетичний баланс водяного економайзера 2,

$$Q_{\text{вх}} = Q'_{\text{ВЭ2}} + Q''_{\text{ВЭ1}} = 7,9 + 0,54 = 8,44 \text{ кДж},$$

$$Q_{\text{вих}} = Q''_{\text{ВЭ2}} + Q'' = 4,1 + 4,34 = 8,44 \text{ кДж}.$$

4.1.4. Розрахуємо енергетичний баланс повітропідігрівника 2,

$$Q_{\text{вх}} = Q'_{\text{ВП2}} + Q''_{\text{ВП1}} = 4,34 + 1,4 = 5,74 \text{ кДж},$$

$$Q_{\text{вих}} = Q''_{\text{ВП2}} + Q'' = 4,14 + 1,6 = 5,74 \text{ кДж}.$$

4.1.5. Розрахуємо енергетичний баланс водяного економайзера 1,

$$Q_{\text{вх}} = Q'_{\text{ВЭ1}} = 4,14 \text{ кДж},$$

$$Q_{\text{вих}} = Q''_{\text{ВЭ1}} + Q'' = 0,54 + 3,6 = 4,14.$$

4.1.6. Розрахуємо енергетичний баланс повітропідігрівника 1,

$$Q_{\text{вх}} = Q'_{\text{ВП1}} = 3,6 \text{ кДж}$$

$$Q_{\text{вих}} = Q''_{\text{ВП1}} + Q'' = 1,4 + 2,2 = 3,6$$

4.2 Ексергетичний баланс котельної установки К-50-40/14,

$$E_{\text{вх}} = E_{\text{вих}}.$$

4.2.1. Розрахуємо ексергетичний баланс топки (згорання палива),

$$E_{\text{вх}} = E_{\text{пс}} + E''_{\text{вп2}} = (K * Q_{\text{н}}^{\text{p}} * B) + (B * \alpha'_{\text{т}} * e_{\text{вп2}}) = (1 * 23,67 * 1,631) + (1,631 * 1,2 * 0,712) = 39,99$$

,

$$E_{\text{вих}} = E_{\text{пс}} + E_{\text{гор}} = [i_{\text{пс}} - i_{\text{o}} - T_{\text{o}}(S_{\text{пс}} - S_{\text{o}})] + (B * e_{\text{гор}}) = [12903,36 - 125,66 - 303(1,775 - 0,4365)] + (1,631 * 3,192) = 39,99.$$

4.2.2. Розрахуємо ексергетичний баланс випарної поверхні,

$$\begin{aligned} E_{\text{вх}} &= E_{\text{пс}} + E''_{\text{вэ2}} \\ &= \{B * [i_{\text{пс}}^{\text{гор}} - i_{\text{o}} - T_{\text{o}}(S_{\text{пс}}^{\text{гор}} - S_{\text{o}})]\} \\ &\quad + \{D * [i''_{\text{эк2}} - i_{\text{o}} - T_{\text{o}}(S''_{\text{эк2}} - S_{\text{o}})]\} \\ &= \{1,631 * [22111 - 125,66 - 303(6,4667 - 0,4365)]\} \\ &\quad + \{0,4865 * [1032,276 - 125,66 - 303(2,45224 - 0,4365)]\} \\ &= 36,13, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} E_{\text{вих}} &= E_{\text{то}} + E_{\text{потр}} + E_{\text{пс}} = [B * (de_{\text{т}} + de_{\text{ф}} + de_{\text{кп}} + de_{\text{пп}})] + \{D * \\ &\quad [i_{\text{пп}} - i_{\text{пв}} - T_{\text{o}}(S_{\text{пп}} - S_{\text{пв}})]\} + \{B * [i_{\text{пс}} - i_{\text{o}} - T_{\text{o}}(S_{\text{пс}} - S_{\text{o}})]\} = [1,631 * \\ &\quad (1,605 + 4,611)] + \{0,4865 * [2928,44 - 419,06 - 303(6,7661 - 1,3069)]\} + \\ &\quad \{1,631 * [9,2235 - 125,66 - 303(1,8573 - 0,4365)]\} = 36,13 \end{aligned}$$

.

4.2.3. Розрахуємо ексергетичний баланс водяного економайзера 2,

$$\begin{aligned} E_{\text{вх}} &= E_{\text{пс}} + E''_{\text{вэ1}} = \{B * [i_{\text{пс}} - i_{\text{o}} - T_{\text{o}}(S_{\text{пс}} - S_{\text{o}})]\} + \{D * [i''_{\text{эк1}} - i_{\text{o}} - \\ &\quad T_{\text{o}}(S''_{\text{эк1}} - S_{\text{o}})]\} = \{1,631 * [9,2235 - 125,66 - 303(1,8573 - 0,4365)]\} + \\ &\quad \{0,4865 * [492,591 - 125,66 - 303(1,4967 - 0,4365)]\} = 24,09 \end{aligned}$$

,

$$\begin{aligned} E_{\text{вих}} &= E_{\text{то}} + E''_{\text{вэ}} + E_{\text{пс}} = (B * de_{\text{вэ2}}) + \{D * [i''_{\text{эк2}} - i_{\text{o}} - T_{\text{o}}(S''_{\text{эк2}} - S_{\text{o}})]\} + \\ &\quad \{B * [i_{\text{пс}} - i_{\text{o}} - T_{\text{o}}(S_{\text{пс}} - S_{\text{o}})]\} = (1,631 * 1,46052) + \{0,4865 * \\ &\quad [1032,276 - 125,66 - 303(2,45224 - 0,4365)]\} + \{1,631 * [638,822 - \\ &\quad 125,66 - 303(1,85685 - 0,4365)]\} = 24,09 \end{aligned}$$

.

4.2.4. Розрахуємо ексергетичний баланс повітропідігрівача 2,

$$E_{\text{вх}} = E_{\text{пс}} + E_{\text{вп1}} = \{B * [i_{\text{пс}} - i_o - T_o(S_{\text{пс}} - S_o)]\} + (B * V_{\text{в}}^o * \alpha'_t * e_{\text{вз}}) = \\ \{1,631 * [638,822 - 125,66 - 303(1,85685 - 0,4365)]\} + (1,631 * 6,1523 * \\ 1,43 * 0,10191) = 19,74$$

$$E_{\text{вих}} = E_{\text{то}} + E''_{\text{вп2}} + E_{\text{пс}} = (B * de_{\text{вп2}}) + (B * \alpha'_t * e_{\text{вп2}}) + \{B * [i_{\text{пс}} - i_o - \\ T_o(S_{\text{пс}} - S_o)]\} = (1,631 * 0,243) + (1,631 * 1,43 * 0,712) + \{1,631 * \\ [4842 - 125,66 - 303(0,956 - 0,4365)]\} = 19,74$$

.

4.2.5. Розрахуємо ексергетичний баланс водяного економайзера 1,

$$E_{\text{вх}} = E_{\text{пс}} = \{B * [i_{\text{пс}} - i_o - T_o(S_{\text{пс}} - S_o)]\} = \{1,631 * [4842 - 125,66 - \\ 303(0,956 - 0,4365)]\} = 14,42$$

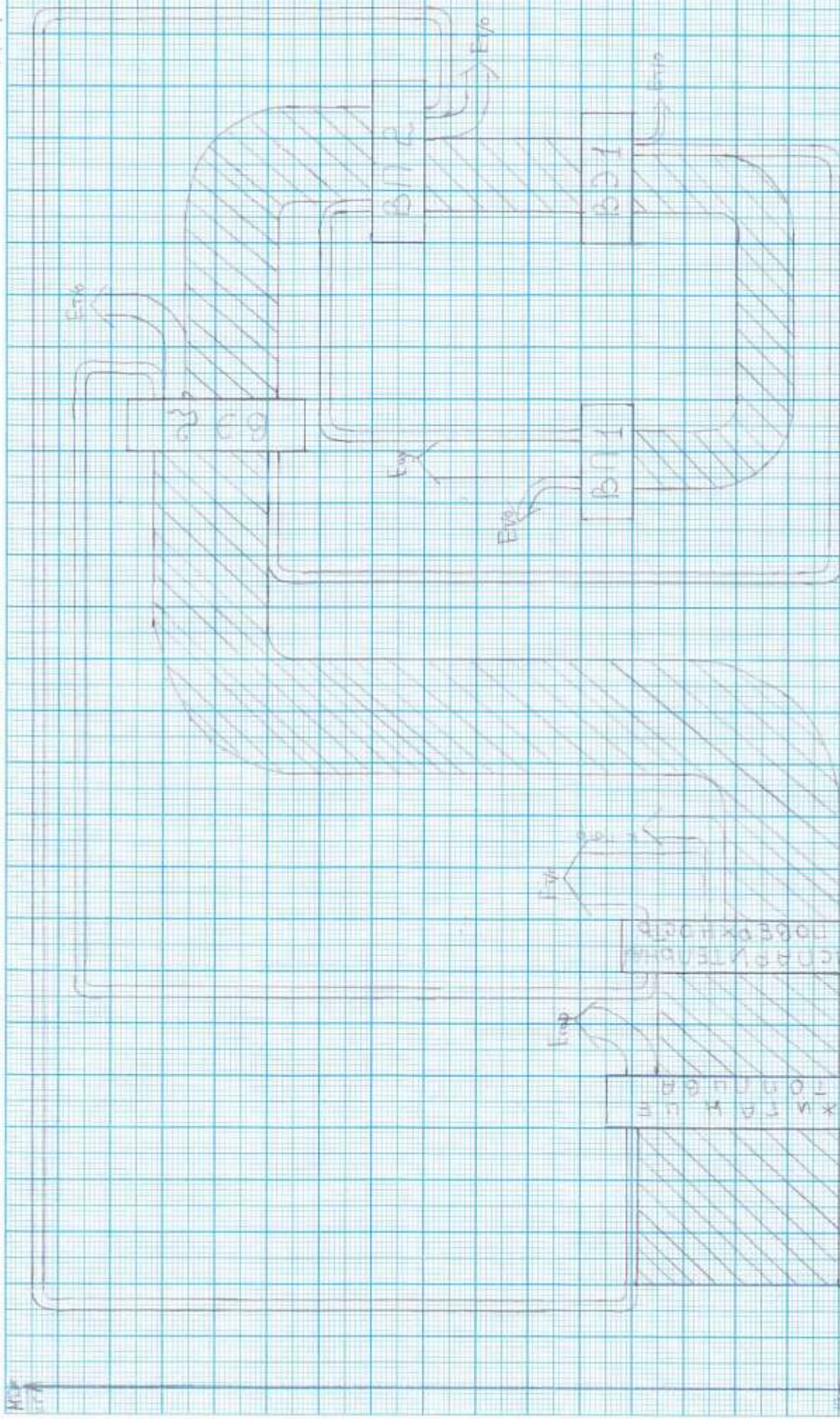
$$E_{\text{вих}} = E_{\text{то}} + E''_{\text{вз1}} + E_{\text{пс}} = (B * de_{\text{вз1}}) + \{D * [i''_{\text{зк1}} - i_o - T_o(S''_{\text{зк1}} - \\ S_o)]\} + \{B * [i_{\text{пс}} - i_o - T_o(S_{\text{пс}} - S_o)]\} = (1,631 * 0,904) + \{0,4865 * \\ [638,822 - 125,66 - 303(1,8573 - 0,4365)]\} + \{1,631 * [492,59 - \\ 125,66 - 303(1,4967 - 0,4365)]\} = 14,42$$

.

4.2.6 Розрахуємо ексергетичний баланс повітропідігрівача 1,

$$E_{\text{вх}} = E_{\text{пс}} = \{B * [i_{\text{пс}} - i_o - T_o(S_{\text{пс}} - S_o)]\} = \{1,631 * [492,59 - 125,66 - \\ 303(1,4967 - 0,4365)]\} = 10,73$$

$$E_{\text{вих}} = E_{\text{то}} + E_{\text{yx}} + E_{\text{вп1}} = (B * de_{\text{вп1}}) + (B * V_{\text{пс}} * e_{\text{yx}}) + (B * \alpha'_t * e_{\text{вз}} * V_{\text{в}}^o) = \\ (1,631 * 0,1019) + (1,631 * 3,284 * 1,42078) + (1,631 * 1,59 * 0,10191 * 6,1523) = 10,73.$$



4.3 Термодинамічна ефективність технологічних агрегатів

Термодинамічна оцінка ефективності паливовикористовуючих установок ґрунтується на двох видах коефіцієнтів ефективності: енергетичних (термічних) і ексергетичних. Енергетичні коефіцієнти ефективності характеризують роботу, яку має система, а ексергетичні характеризують максимальну роботу, яка може бути отримана в системі.

Енергетичні (термічні) коефіцієнти використання тепла палива (к.в.т.) показують, яка частка тепла палива використовується для протікання технологічного процесу.

Ексергетичні коефіцієнти корисної дії (к.к.д.) показують, яка частина ексергії палива витрачається на зміну ексергії матеріалу в технологічному процесі.

Оскільки робота, яка може бути отримана в системі, нижче тієї, яку має система (враховуючи, що реальний процес супроводжується рядом втрат від незворотності), то ексергетичні к. п. д. мають більш низькі значення в порівнянні з енергетичними к.в.п.

При розгляді енергетичних к.в.п. в якості основної величини приймається ентальпія 1 м^3 продуктів горіння (при холодних компонентах) $i_T = \frac{Q_H^P}{V_{п.с}}$, а при ексергетичних к. п. д. - ексергія 1 м^3 продуктів горіння $e_T = \frac{E_T}{V_{п.с}}$. Числові значення i_T і e_T рівні.

Система енергетичних к.в.п. і ексергетичних к.п.д. охоплює три поняття: ефективність ідеального апарату, відносна ефективність реального апарату і його абсолютна ефективність.

Під ідеальним апаратом розуміють пристрій, який не має теплових втрат у робочому просторі: первинний теплоносій залишає ідеальний апарат з температурою T_{yx}^M (ентальпія i_{yx}), що дорівнює температурі тіла, яке сприймає тепло, в перетині відводу первинного теплоносія. к. в. т. (або к. п. д.) ідеального апарату $\eta_{ид}$ залежить від схеми теплообміну, температурного

рівня процесу і його характеру і має різні значення для апаратів різних типів і технологічного призначення .

Під відносним к.в.п. (або к.к.д.) η_o розуміють відношення дійсної повної різниці ентальпій (ексергії) первинного теплоносія в робочому просторі реального апарату з урахуванням втрат у ньому та істинних параметрів на виході з теплообмінника до різниці ентальпій (ексергії) в ідеальному апараті. Сенса η_o полягає в тому, що він є критерієм для порівняльної оцінки реального апарату по відношенню до ідеального.

Абсолютний к.в.п. (к.к.д.) $\eta_a = \eta_{ид} \eta_o$ характеризує міру використання підведеного тепла (ексергії) , витраченого на процес у реальному апараті .

Формули для обчислення термодинамічної ефективності стосовно, наприклад, до нагрівальних паливних печей наведені нижче.

ККД Ефект.	Енергетичний к.в.п.	Ексергетичний к.к.д.
Ефективність ідеальної печі	$\eta_{ид}^{ен} = \frac{i_T - i_{yx}^M}{i_T}$	$\eta_{ид}^{екс} = \eta_{ид}^{ен} \left(1 - \frac{T_o}{\overline{T}_{yx.M}} \right)$
Відносна ефективність реальної печі	$\eta_o^{ен} = \frac{\eta i_T - (i_2 + \Delta i_{пот}^{кам})}{i_T - i_{yx}^M}$	$\eta_o^{екс} = \eta_o^{ен} \frac{1 - \frac{T_o}{\overline{T}_M}}{1 - \frac{T_o}{\overline{T}_{yx.M}}}$
Абсолютна ефективність реальної печі	$\eta_a^{ен} = \frac{q_{пол}}{V_{п.с} i_T}$	$\eta_a^{екс} = \eta_a^{ен} \left(1 - \frac{T_o}{\overline{T}_M} \right)$

У формулах позначено:

i_2 - ентальпія 1 м³ відхідних з печі продуктів згорання при температурі T_2 ;

$\eta = 1 + q_{B3} - q_{XH}$ - коефіцієнт тепловиділення при спалюванні палива в робочому просторі печі;

$\Delta i_{ПОР}^{КАМ}$ - втрати тепла в робочій камері печі;

$q_{пол}$ - корисна витрата тепла палива на нагрів металу $q_{пол} = \frac{Q_M}{B}$,
кДж/м³;

$V_{п.с}$ - обсяг продуктів згорання від спалювання одиниці палива, м³/м³;

$\bar{T}_{ГОР}^{УХ.М}$ - середня термодинамічна температура продуктів згорання в інтервалі $T_{ГОР.Х}$ (теоретична температура горіння при холодних компонентах горіння) і $T^{УХ.М}$, К;

$$\bar{T}_{ГОР}^{УХ.М} = \frac{T_{ГОР.Х} - T^{УХ.М}}{\ln \frac{T_{ГОР.Х}}{T^{УХ.М}}}, \quad (3.38)$$

$\bar{T}_M$ - середня термодинамічна температура металу в процесі його нагрівання від початкової T'_M до кінцевої T''_M температури;

$$\bar{T}_M = \frac{T''_M - T'_M}{\ln \frac{T''_M}{T'_M}}, \quad (3.39)$$

Δi_M - приріст ентальпії 1 кг сталі в печі, кДж/кг;

T_o - температура навколишнього середовища, К;

$i_{УХ}^M$ - ентальпія 1 м³ продуктів згорання при середній температурі поверхні нагрівання металу, кДж/м³.

4.4 Ефективність комбінованих тепловикористовуючих установок

При використанні ВЕР для цілей, пов'язаних з проведенням основного технологічного процесу, коефіцієнти внутрішнього використання тепла (ексергії) палива

$$\eta_{ВН}^{ен} = \frac{\Delta i_{ВН}}{i_T}; \quad \eta_{ВН}^{екс} = \frac{\Delta E_{ВН}}{i_T}, \quad (3.40)$$

де $\Delta i_{ВН}$ ($\Delta E_{ВН}$) - корисна зміна ентальпії (ексергії) первинного теплоносія (продуктів горіння), викликане, наприклад в печах, попереднім підігрівом компонентів горіння для спалювання палива або матеріалу.

Якщо ВЕР використовуються для зовнішніх по відношенню до основного технологічного процесу цілей (наприклад, для отримання пари , гарячої води та ін.), то коефіцієнти зовнішнього використання тепла (ексергії) палива.

$$\eta_{\text{НАР}}^{\text{ен}} = \frac{\Delta i_{\text{НАР}}}{i_{\text{T}}}; \quad \eta_{\text{НАР}}^{\text{екс}} = \frac{\Delta E_{\text{НАР}}}{i_{\text{T}}} , \quad (3.41)$$

Енергетичний к. в. п. (ексергетичний к. п. д.) технологічної установки, що складається з основного агрегату і пристроїв для внутрішнього теплоспоживання.

$$\eta_{\text{T.Y}}^{\text{ен}} = \eta_{\text{а}}^{\text{ен}} + \eta_{\text{ВН}}^{\text{ен}}; \quad \eta_{\text{T.Y}}^{\text{екс}} = \eta_{\text{а}}^{\text{екс}} + \eta_{\text{ВН}}^{\text{екс}} , \quad (3.42)$$

Енергетичний к.в.п. (ексергетичний к.к.д.) комбінованої установки, що з технологічної установки і пристроїв для зовнішнього використання тепла (ексергії) ВЕР.

$$\eta_{\text{К.Y}}^{\text{ен}} = \eta_{\text{T.Y}}^{\text{ен}} + \eta_{\text{НАР}}^{\text{ен}}; \quad \eta_{\text{К.Y}}^{\text{екс}} = \eta_{\text{T.Y}}^{\text{екс}} + \eta_{\text{НАР}}^{\text{екс}} , \quad (3.43)$$

Якщо через $b_{\text{T.Y}}$ позначити питому витрату палива в технологічній установці , а $b_{\text{а}}$ - питому витрату палива в основному агрегаті , що не має внутрішнього теплоспоживання , то

$$\frac{b_{\text{T.Y}}}{b_{\text{а}}} = \frac{1}{1 + \frac{\eta_{\text{ВН}}^{\text{ен}}}{\eta_{\text{а}}^{\text{ен}}}} = \frac{\eta_{\text{а}}}{\eta_{\text{ВН}} + \eta_{\text{а}}} , \quad (3.44)$$

тобто внутрішнє теплоспоживання у всіх випадках веде до зменшення питомої витрати технологічного палива.

Навпаки , зовнішнє теплоспоживання не впливає на економію палива в технологічній установці , а веде до зниження витрати палива.

На підставі (3.40) і (3.41) для будь-якого і-го елемента теплоутилізаційної частини комбінованої установки енергетичний к.в.п.

$$\eta_i^{\text{ен}} = (1 - K_i^{\text{ен}}) \frac{i_i - i_{i+1}}{i_{\text{T}}} , \quad (3.45)$$

де $i_i - i_{i+1}$ - наявна різниця ентальпій первинного теплоносія в даному ланці ,
кДж/м³;

$K_i^{\text{ЭН}}$ - коефіцієнт енергетичних втрат в цій же ланці.

Ексергетичний показник елементів теплоутилізаційної установки (повітро- , газопідігрівачі та ін.) без зміни агрегатного стану вторинних теплоносіїв,

$$\eta_i^{\text{екс}} = \eta_i^{\text{ен}} \left(1 - \frac{T_O}{\bar{T}_{BH}} \right), \quad (3.46)$$

де $\bar{T}_{BH}$ - середня термодинамічна температура вторинного теплоносія в розглянутій ланці , К.

Для парогенераторів на відхідних газах (ПВГ) ,

$$\eta_{\text{ПОГ}}^{\text{екс}} = \eta_{\text{ПОГ}}^{\text{ен}} \left(1 - T_O \frac{s_{\text{П}} - s_{\text{П.В}}}{i_{\text{П}} - i_{\text{П.В}}} \right), \quad (3.47)$$

де $s_{\text{П}}, s_{\text{П.В}}, i_{\text{П}}, i_{\text{П.В}}$ - ентропії та ентальпії пара ПВГ і живильної води.

У відповідності зі схемою комбінованої пічної установки ексергетичні коефіцієнти виражаються наступними залежностями :

$$\left. \begin{aligned} \text{I. Печь-воздухоподогреватель} & - \eta_{\text{К.У}}^{\text{екс}} = \eta_a^{\text{екс}} + \eta_{\text{В.П}}^{\text{ен}} \left(1 - \frac{T_O}{\bar{T}_{B3}} \right); \\ \text{II. Печь ПОГ} & - \eta_{\text{К.У}}^{\text{екс}} = \eta_a^{\text{екс}} + \eta_{\text{ПОГ}}^{\text{ен}} \left(1 - T_O \frac{s_{\text{П}} - s_{\text{П.В}}}{i_{\text{П}} - i_{\text{П.В}}} \right); \\ \text{III. Печь - ВП - ПОГ} & - \eta_{\text{К.У}}^{\text{екс}} = \eta_a^{\text{екс}} + \eta_{\text{В.П}}^{\text{ен}} \left(1 - \frac{T_O}{\bar{T}_{B3}} \right) + \eta_{\text{ПОГ}}^{\text{ен}} \left(1 - T_O \frac{s_{\text{П}} - s_{\text{П.В}}}{i_{\text{П}} - i_{\text{П.В}}} \right); \\ \text{IV. Печь-ПОГ-ВП} & - \eta_{\text{К.У}}^{\text{екс}} = \eta_a^{\text{екс}} + \eta_{\text{ПОГ}}^{\text{ен}} \left(1 - T_O \frac{s_{\text{П}} - s_{\text{П.В}}}{i_{\text{П}} - i_{\text{П.В}}} \right) + \eta_{\text{В.П}}^{\text{ен}} \left(1 - \frac{T_O}{\bar{T}_{B3}} \right), \end{aligned} \right\} \quad (3.48)$$

де $\bar{T}_{B3}$ - середня термодинамічна температура повітря в ВП , К;

$\eta_{\text{В.П}}^{\text{ен}}, \eta_{\text{ПОГ}}^{\text{ен}}$ - енергетичні коефіцієнти використання палива , відповідно, в ВП і ПВГ .

4.5 Ексергетичний метод розподілу витрати палива в комбінованих установках

Витрата палива на технологічні агрегати складе,

$$B_T = a_T^{\text{ЭКC}} B, \quad (3.49)$$

де B - витрата палива в комбінованій установці.

При цьому,

$$a_T^{\text{ЭКC}} = \frac{\Delta E_T}{\Delta E_p}; \quad a_{\text{ЭH}}^{\text{ЭКC}} = \frac{\Delta E_{\text{ЭH}}}{\Delta E_p}. \quad (3.50)$$

Загальна наявна різниця ексергії в комбінованій установці,

$$\Delta E_p = \Sigma E^{BX} - \Sigma E^{YX}, \quad (3.51)$$

де $\Sigma E^{BX}, \Sigma E^{YX}$ - сумарна ексергія всіх енергоносіїв на вході в комбіновану установку і на виході з неї, кДж/с.

Витрата ексергії в технологічній частині комбінованої установки,

$$\Delta E_T = \Sigma E^{BX} - \Sigma E^{OTX}. \quad (3.52)$$

Витрата ексергії в енергетичній (утилізаційній) частині комбінованої установки,

$$\Delta E_{\text{ЭH}} = E^{OTX} - \Sigma E^{YX}. \quad (3.53)$$

При розподілі витрати палива пропорційно витраті ентальпії в технологічній та енергетичній частинах комбінованої установки маємо,

$$B'_T = a_T B; \quad B'_{\text{ЭH}} = a_{\text{ЭH}} B, \quad (3.54)$$

де a_T і $a_{\text{ЭH}}$ - коефіцієнти, які враховують відповідні частки наявної загальної різниці ентальпії ΔI_p , витрачені в розглянутих частинах комбінованої установки.

При цьому:

$$a_T = \frac{\Delta I_T}{\Delta I_p}; \quad a_{\text{ЭH}} = \frac{\Delta I_{\text{ЭH}}}{\Delta I_p}. \quad (3.55)$$

Загальна наявна різниця ентальпії в комбінованій установці,

$$\Delta I_p = \Sigma I^{BX} - \Sigma I^{YX} , \quad (3.56)$$

де $\Sigma I^{BX}, \Sigma I^{YX}$ - сумарна ентальпія всіх енергоносіїв на вході в комбіновану установку і на виході з неї, кДж/с.

Перепад ентальпії в технологічній частині комбінованої установки,

$$\Delta I_T = \Sigma I^{BX} - I^{OTX} . \quad (3.57)$$

Перепад ентальпії в енергетичній частині комбінованої установки,

$$\Delta I_{ЭН} = I^{OTX} - \Sigma I^{YX} . \quad (3.58)$$

При віднесенні ексергії (ентальпії) нагрітого повітря до технологічної частини установки, а ексергії (ентальпії) охолодження елементів печі (випарне охолодження) - до енергетичної частини,

$$\left. \begin{aligned} \Delta E'_T &= \Delta E_T + E_d - E_{охл}; & \Delta I'_T &= \Delta I_T - I_{охл} + I_d; \\ \Delta E'_{ЭН} &= \Delta E_{ЭН} + E_{охл} - E_d; & \Delta I'_{ЭН} &= \Delta I_{ЭН} + I_{охл} - I_d; \end{aligned} \right\} , \quad (3.59)$$

$$\left. \begin{aligned} a'_T &= \frac{\Delta E'_T}{\Delta E_p}; & a'_{Ti} &= \frac{\Delta I'_T}{\Delta I_p}; \\ a'_{ЭН} &= \frac{\Delta E'_{ЭН}}{\Delta E_p}; & a'_{ЭНи} &= \frac{\Delta I'_{ЭН}}{\Delta I_p}. \end{aligned} \right\} . \quad (3.60)$$

Ефективність комбінованої установки при внутрішньому тепловикористанні вище, ніж при зовнішньому. Тому для зовнішніх (по відношенню до процесу в печах) цілей слід використовувати тільки надлишок наявних ВЕР .

Термодинамічна ефективність виявляється тим вище, чим менше втрати від незворотності процесів. Прагнення до зниження цих втрат приводить до висновку, що теплообмін між гріючим і нагріваємым агентами повинен протікати при мінімальній різниці температур. При цьому термодинамічний аналіз суперечить технічним та економічним аспектам проблеми.

Таким чином, на основі одного лише термодинамічного аналізу задачі створення економічно виправданої установки з використанням ВЕР не може бути вирішена. Термодинамічна оцінка ефективності вказує тільки загальні

принципи вибору напрямків використання ВЕР. Остаточне рішення задачі вибору напрямку і методу використання ВЕР має ґрунтуватися на техніко - економічних порівняннях за різними варіантами.

5 ОСНОВИ ТЕОРІЇ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛА ВІДХІДНИХ ГАЗІВ

Використання тепла ВЕР можливо за трьома напрямками.

Перший напрямок - замкнуті схеми (рис. 4.1 а). Визначається тим, що тепло ВЕР використовується для процесів, що протікають в основних технологічних установках (підігрів компонентів горіння, попередній підігрів матеріалу шихти).

Другий напрямок - розімкнуті схеми (рис. 4.1 б) установок з використанням ВЕР - характеризується тим, що ВЕР використовуються для зовнішніх цілей, не пов'язаних з процесами, що протікають в основних технологічних установках, які є джерелом ВЕР (вироблення пари в парогенераторах, підігрів повітря стороннім споживачам тощо).

Третій напрям - комбіновані установки, в яких ВЕР використовуються як для внутрішніх, так і для зовнішніх по відношенню до процесу в технологічній установці цілей (замкнуто розімкнуті схеми).

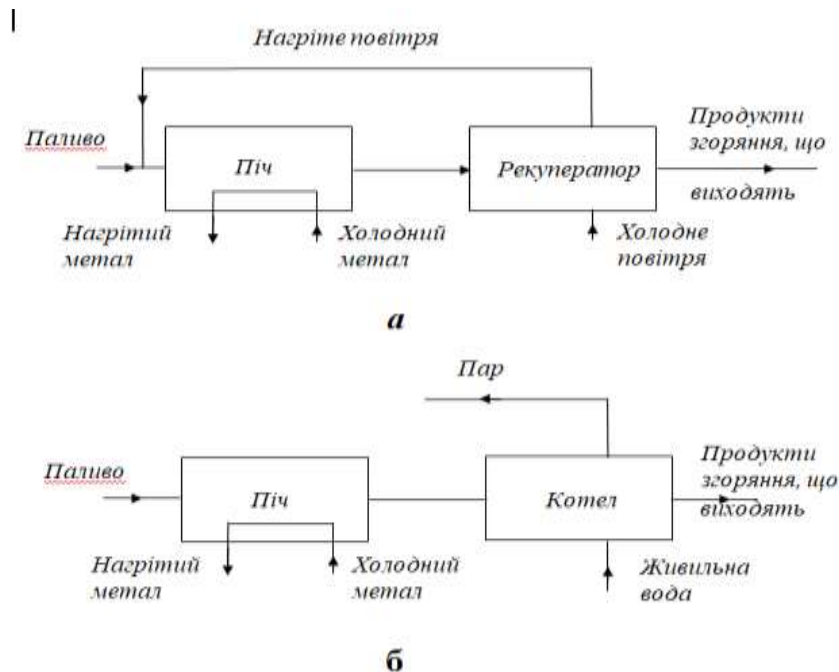


Рисунок 5.1 - Схема використання тепла ВЕР нагрівальної печі

5.1 Використання вторинних енергоресурсів для нагріву компонентів горіння

При спалюванні палива, його необхідно попередньо підготувати, підігріти повітря для хорошого спалювання палива, зменшиться при цьому хімічне недопалювання. Кожен вид палива (пиловугільна суміш, мазут і природний газ) проходять специфічну підготовку перед подачею його в пальник.

Пиловугільна суміш. Вугілля привезене залізницею пересипають в приймальний контейнер (приймальний пристрій) і далі по транспортерній стрічці. Для початку видаляють поверхневу вологу в паливі, придбану при видобутку і транспортуванні, далі на ізмол до пилоподібного стану, розмір пилу від 1-100 мкм. Підігрів повітря відбувається в теплообмінниках (повітропідігрівачах) рекуперативного і регенеративного типу. Для вугілля характерно найвищий коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 1,1-1,2$ для кращого сумішоутворення і зменшення хімічного недопалу палива.

Таблиця 5.1 - Температура підігріву повітря при спалюванні пиловугільній суміші

Вид палива	Температура повітря t , °C
Антрацит	300-320
Напівантрацит	260-300
Кам'яне вугілля	200-260
Буре вугілля	170-200

Природний газ. Природний газ один з найпоширеніших видів палива, що використовується в промисловості. Газ по трубопроводах надходить на газорегуляторні пункти (ГРП) і газорегуляторні установки (ГРУ), для підвищення (зниження) тиску перед пальником. З метою своєчасного виявлення витoku газу його піддають одаризації. Найбільш поширений одорант - етилмеркаптан (C_2H_5SH), який вміщує близько 50 %

сірки. Концентрація етилмеркаптану становить $16 \cdot 10^{-5}$ г на 1 м^3 природного газу, добре відчутний при кількості його 1 %, ця концентрація не вибухонебезпечна. При спалюванні газоподібного палива його тиск може бути низьким (менше 0,005 МПа) , середнім (0,005-0,3 МПа) , або високим (0,3-1,2 МПа). Вибір тиску газу і повітря перед пальниковими пристроями визначає оптимальність розподілу палива, окислювача і якість сумішоутворення. На практиці рівень тиску горючого газу обмежений тиском газу в транспортному газопроводі. При подачі газу під кутом до повітряного потоку дозволяє отримати потрібну якість перемішування при менших швидкостях газу. Роздача пального газу в повітряний потік тонкими струменями найбільш зручна для пальників котлів при спалюванні природного газу , так як в цьому випадку витрата газу значно менше витрати повітря (на 1 м^3 природного газу витрачає близько 10 м^3 повітря). При цьому швидкість повітря дорівнює 10 - 40 м / с , а газу -100м /с.

Підігрів повітря відбувається в теплообмінниках (повітряпідігрівачах) рекуперативного і регенеративного типу. Для природного газу характерний коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 1,1-1,15$ для найкращого сумішоутворення і зменшення хімічного недопалу палива.

Таблиця 5.2 - Калориметрична температура горіння природного газу $t_k, ^\circ \text{C}$, залежно від коефіцієнта надлишку сухого повітря і його температури (округлені значення)									
Коефіцієнт надлишку повітря α	Температура сухого повітря , $^\circ \text{C}$								
	20	100	200	300	400	500	600	700	800
0,5	1380	1430	1500	1545	1680	1680	1740	1810	1860
0,6	1610	1650	1715	1780	1840	1900	1960	2015	2150
0,7	1730	1780	1840	1915	1970	2040	2100	2200	2250
0,8	1880	1940	2010	2060	2130	2200	2260	2330	2390
0,9	1980	2030	2090	2150	2220	2290	2360	2420	2500
1	2050	2120	2200	2250	2320	2385	2450	2510	2560

1,2	1810	1860	1930	2000	2070	2140	2200	2280	2350
1,4	1610	1660	1740	1800	2870	1950	2030	2100	2160
1,6	1450	1510	1560	1640	1730	1800	1860	1950	2030
1,8	1320	1370	1460	1520	1590	1670	1740	1830	1920
2	1220	1270	1360	1420	1490	1570	1640	1720	1820

Мазут. Рідке паливо перед спалюванням повинно пройти цикл спеціальної підготовки, яка включає в себе: первинний підігрів для забезпечення в'язкості, необхідної при транспортуванні; фільтрація; обробка присадками; знесолювання; забезпечення робочого тиску перед спалюванням; підігрів до в'язкості необхідної для оптимальної роботи форсунок.

1. Первинний підігрів для забезпечення в'язкості, необхідної при транспортуванні. Умови зливних і наливних операцій, транспортування мазутів, а також ефективність роботи форсунок залежить від в'язкості. В'язкість мазуту в свою чергу залежить від температури.

2. Фільтрація мазуту. Для очищення мазуту від механічних домішок використовуються фільтри грубого і тонкого очищення. Грубі сітчасті фільтри мають від 5 до 64 отворів на 1 см² поверхні, що фільтрує, фільтри тонкого очищення - від 64 до 400 отворів на 1 см². Фільтри грубого очищення встановлені перед паливними насосами, фільтри тонкого очищення - перед форсунками. Зниження вимог до фільтрації не допускається, мінімальний розмір отфільтруванням не повинен перевищувати 5 мкм. (Таблиця 5.3)

3. Обробка присадками і зниження солей. Мазут являється дуже складною за хімічним складом сумішшю високомолекулярних органічних, гетероорганічних і металоорганічних сполук. Для котельного палива використовується рідка присадка ВНИИНП-102 для обробки мазуту при його виготовленні, ВНИИНП-106 для обробки мазуту в місцях його споживання, знижують інтенсивність корозії, зменшують кількість і

міцність золених відкладень, знижують поверхневий натяг мазуту, пов'язують атомарний кисень.

4. Забезпечення робочого тиску перед спалюванням. Тиск рідкого палива вибирається залежно від дисперсності розпилення при необхідній одиничній продуктивності форсунок. Тиск мазуту перед форсунками умовно ділиться на низьке ($< 0,7$ МПа) , середнє ($< 3,5$ МПа), високе ($> 3,5$ МПа). Необхідний тиск досягається використанням насосів різного типу і призначення.

5. Підігрів мазуту перед форсунками. Перед подачею рідкого палива в топку воно додатково підігрівається для забезпечення необхідної в'язкості. Температура підігріву мазуту визначається маркою мазуту і способом розпилення. (Таблиця 4.4)

Таблиця 4.3 - Температура підігріву мазуту перед форсунками

Температура підігріву мазуту перед форсунками , $t^{\circ}\text{C}$			
Марка мазуту	Форсунка механічного розпилення	Форсунки паро-механічні	Форсунки ротаційні парового розпилення
100	150 (135)	125	100
100 В	125	115	-
40	120	110	90
40 В	110	100	-
Ф	80	-	80

Таблиця 4.4 - Діапазон основних параметрів підігрівачів мазуту

Параметр	Типи підігрівачів			
	ПМ	ПМР	Секційні підігрівачі	ТТ
Пропускна здатність по мазуту, т/год.	6...120	15...400	40...50	до 20
Допустимий тиск мазуту, МПа	1,0...4,0	1,3...6,4	-	до 6,4
Допустимий тиск пари, МПа	1,0...1,3	1,6	0,8	1,0...4,0
Температура мазуту на виході, $^{\circ}\text{C}$	95...115	120...135	125...150	до 135
Температура пари на вході, $^{\circ}\text{C}$	200	300	-	180...250

де ПМ - паромазутний підігрівач; ПМР – паромазутний регенеративний підігрівач; ТТ - підігрівач типу труба в трубі.

Підігрів компонентів горіння має мету забезпечувати необхідний за умовами технологічного процесу температурний рівень продуктів горіння; інтенсифікувати технологічний процес; підвищувати економічність паливовикористання в установках.

Підігрів компонентів горіння може здійснюватися в регенеративних або рекуперативних теплообмінниках, в яких використовується фізичне тепло відхідних продуктів згорання, або шляхом автономного нагріву дуття як, наприклад, в кауперах доменних печей, або баластіруванням продуктів згорання. Практикою вироблені для окремих видів вогнетехнічних установок і роду палива необхідні температури підігріву компонентів горіння.

Для визначення економії палива за рахунок ВЕР на основі теплових балансів печі на холодних і гарячих компонентах горіння визначаються витрати палива,

$$B_x = \frac{Q_{\text{КАМ.Х}}}{(i_1 - i_2)(1 \pm q_p + q_{\text{Т.П}}) V_{\text{П.С}}},$$

$$B_{\Gamma} = \frac{Q_{\text{КАМ.Г}}}{\left[i_1 - i_2 (1 - \mu_p^{\text{ЭН}} r_p) \right] (1 \pm q_p + q_{\text{Т.П}}) V_{\text{П.С}}},$$

де $\mu_p^{\text{ЭН}}$ - енергетичний коефіцієнт корисного теплоспоживання в повітропідігрівачі ;

$$r_p = \frac{Q_{\text{РЕГ}}}{V_{\text{П.С}} i_2} - \text{коефіцієнт використання тепла продуктів згорання з}$$

ентальпією i_2 , віднесеної до одиниці палива (коефіцієнт регенерації) для підігріву компонентів горіння;

$$i = \frac{Q_H^P}{V_{\text{П.С}}} - \text{початкова ентальпія продуктів згорання;}$$

q_p - тепло екзо- і ендотермічних реакцій, віднесене до тепла палива ;

$$q_{\text{Т.П}} = \frac{Q_{\text{Т.П}}}{Q_H^P} - \text{тепло технологічної продукції в частках.}$$

З останніх двох рівнянь можна знайти економію палива $\mathfrak{Q}$, отриману в результаті підігріву компонентів горіння,

$$\mathfrak{Q} = \frac{B_X - B_\Gamma}{B_X} = \left(1 - \frac{Q_{КАМ.\Gamma}}{Q_{КАМ.X}} \frac{1}{1 + \frac{\mu_P^{\mathfrak{Q}H} r_P i_2}{i_1 - i_2}} \right) 100 (\%).$$

На рисунку 4.2 наведені результати розрахунку основних показників камерної печі за таких умов:

$$Q_H^P = 7500 \text{ кДж/м}^3;$$

$$\alpha = 1,1;$$

$$\bar{T}_M = 1100 \text{ К};$$

$$\beta = 0,86;$$

$$T_{ОТХ} = 1375 \text{ К};$$

$$g_X = 250 \text{ кг / (м}^2 \cdot \text{год)};$$

$$\Delta i = 870 \text{ кДж / кг};$$

$$\mu_P^{\mathfrak{Q}H} = 0,9;$$

$$T_M'' = 1525 \text{ К, підігрів повітря змінюється від 273 до 570 К.}$$

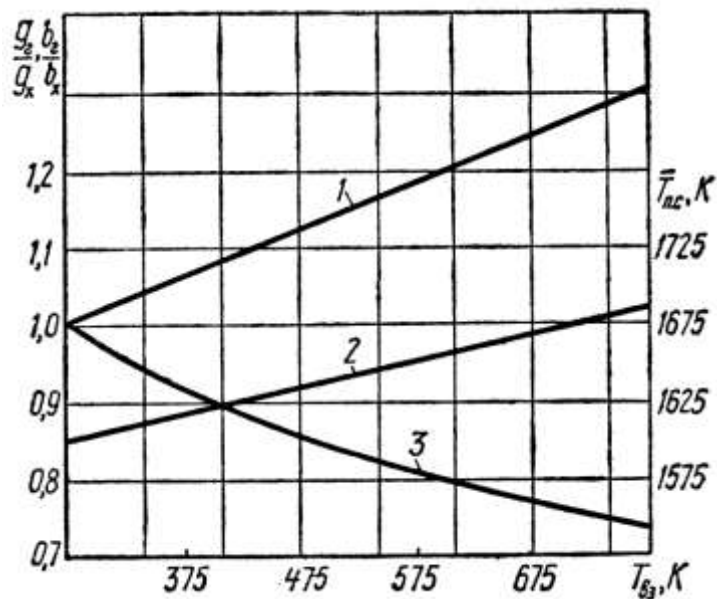


Рисунок 5.2 - Результати розрахунку основних показників камерної печі:

$$1 - \frac{g_\Gamma}{g_X}, 2 - \bar{T}_{п.с}, 3 - \frac{b_\Gamma}{b_X},$$

З рисунку 5.2 слідує, що при роботі камерної печі на гарячому повітрі всі техніко - економічні показники печі поліпшуються. Так, при збільшенні температури повітря від 275 до 775 К напруга площі поду збільшується в 1,31 рази при одночасному зниженні питомої витрати палива на 25 %.

5.2 Використання вторинних енергоресурсів для попереднього нагріву матеріалу

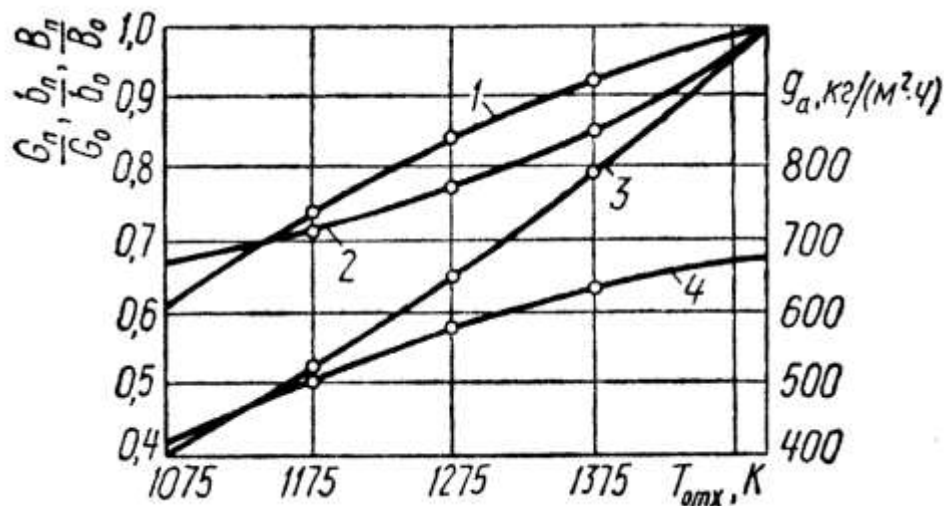


Рисунок 5.5 - вплив $T_{отх}$ на основні показники протитоківих тризонних методичних печей: 1 - зміна продуктивності печі; 2 - зміна питомої витрати палива; 3 - зміна годинної витрати палива; 4 - напруга активної площі пода печі

Використання тепла відхідних продуктів згорання зі зварювальної зони для підігріву металу веде до зниження питомої витрати палива і до зменшення продуктивності печі заданих габаритів. Максимальна продуктивність печі, супроводжувана максимальним питомою витратою палива, має місце за відсутністю підігрівальної зони. Таким чином, основним недоліком використання тепла продуктів згорання для попереднього підігріву металу є зниження питомої продуктивності печі в цілому (напруги активної площі поду печі). Іншим недоліком є ускладнення конструкції печі і подорожчання її вартості в порівнянні з використанням

тепла відхідних продуктів згорання для підвищення температури компонентів горіння.

З зіставлення обох напрямків внутрішнього використання тепла відхідних газів слідує, що перевагу слід віддати першому - підігріву компонентів горіння. При достатніх запасах тепла в відхідних продуктах згорання використання ВЕР здійснюється по обох напрямках - для попереднього підігріву матеріалу і компонентів горіння, що дає можливість знизити температуру газів за станом за рекуператорами до 800-900 К.

При оцінці методів використання тепла відхідних з печі продуктів згорання слід мати на увазі, що в ряді випадків попередній підігрів матеріалу диктується вимогами технології нагрівання.

6 ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛА ВІДХІДНИХ ПРОДУКТІВ ЗГОРАННЯ В РОЗІМКНУТИХ СХЕМАХ ТЕПЛОСПОЖИВАННЯ ДЛЯ ВИРОБЛЕННЯ ПАРИ (ЕНЕРГЕТИЧНЕ ТЕПЛОСПОЖИВАННЯ)

В установках з ПВГ безпосередньо за робочою камерою печі витрата палива на проведення технологічного процесу така ж, як і в печі без утилізаційної установки. У розімкнутих схемах теплоспоживання в результаті установки ПВГ (чи інших пристроїв) скорочується витрата палива на підприємстві.

При установці ПВГ за піччю витрату палива можна визначити за рівнянням теплового балансу печі,

$$B_{\Pi} = \frac{Q_{\text{КАМ}}}{V_{\text{П.С}} (i_1 - i_2) (1 \pm q_p + q_{\text{Т.П}})} . \quad (6.1)$$

Якщо продукти згорання знижують свою ентальпію від i_2 до i_3 в ПВГ, то кількість тепла в парі W , яку при цьому можна отримати в одиницю часу,

$$W = BV_{п.с} \mu_{пог}^{ЭН} (i_2 - i_3), \quad (6.2)$$

де $\mu_{пог}^{ЭН}$ (враховує тепловідвід в навколишнє середовище) - енергетичний коефіцієнт використання тепла в ПВГ,

$$\frac{B_{п}}{B_{пг}} = 1 + \frac{i_1 - i_2}{r_{пог} i_2}. \quad (6.3)$$

Таким чином, для отримання однакової кількості пари в ПВГ і в парогенераторі з автономним спалюванням палива витрата останнього в печі повинна бути тим більшою, чим менше $r_{пог}$. У всіх випадках $\frac{B_{п}}{B_{пг}} > 1$ і мінімальним це ставлення буде при $r_{пог} = 1$.

До ПВГ слід підводити більше тепла, ніж це необхідно для парогенераторів з автономним спалюванням палива однакової продуктивності. Це означає, що при однаковому виробництві енергетичний к. в. п. безпаливного парогенератора завжди нижче, ніж для парогенератора з автономним спалюванням палива.

6.1 Порівняльна оцінка ефективності замкнутої і розімкнутої схем

У всьому практично можливому інтервалі значень $r_{пог}$ величина $K_{пог}$ залишається набагато менше, ніж $K_{п}$ для камерних і методичних печей. Звідси слідує, що виходячи з кількості одиниць тепла в паливі, які заміщаються одиницею тепла, використаного в теплоутилізаційних установках, перевага повинна бути віддана підігріву повітря для спалювання палива в печі перед ПВГ.

При підігріві повітря до $T_{вз} = 770 \text{ К}$ в камерній печі

$$\frac{K_{\Pi}}{K_{\Pi OG}} = \left(\frac{1}{0,72} - 1 \right) \left(1 + \frac{3060 - 1675}{0,282 \cdot 1675} \right) = 1,53, \quad (6.4)$$

тобто одиниця використаного тепла продуктів згорання для підігріву повітря заміщає в печі в 1,53 рази більше одиниць тепла в паливі, ніж в ПВГ.

6.2 Економія палива при комбінованому використанні тепла відхідних продуктів згорання

Відносячи зменшення витрат палива до одиниці витрачаємого палива в печі, що працює на холодних компонентах горіння ($B_X = G_X b_X$), знаходимо економію палива при підігріві повітря

$$\mathcal{E}_{B3} = \frac{g_{\Gamma}}{g_X} \left(1 - \frac{b_{\Gamma}}{b_X} \right). \quad (6.5)$$

Зауважимо, що величина $\mathcal{E}_{B3}$ не залежить від місця розташування ВП в загальній схемі комбінованої установки. Що стосується економії - палива, отриманої в результаті установки ПВГ, то в схемі піч - ПВГ її можна визначити при віднесенні до одиниці палива в печі без використання ВЕР,

$$\mathcal{E}_{\Pi OG} = \frac{1}{1 + \frac{i_1 - i_2}{r_{\Pi OG} i_2}}, \quad (6.6)$$

де коефіцієнт регенерації тепла відхідних продуктів згорання в ПВГ

$$r_{\Pi OG} = 1 - \frac{i_3}{i_2}.$$

В установках з комбінованим використанням тепла палива піч працює на гарячому повітрі, а ПВГ встановлюється або за рекуператором (у цьому випадку $r_{\Pi OG} = 1 - \frac{i_4}{i_3}$), або у розтин між піччю і ВП (в цьому випадку

$$r_{\Pi OG} = 1 - \frac{i_3}{i_2}).$$

7 ВІДХІДНІ ВИРОБНИЧІ ГАЗИ ЯК ТЕПЛОНОСІЙ

Склад і характеристика відхідних газів

Вихід відхідних газів залежить від умов роботи технологічної установки, складу і витрати палива, коефіцієнта витрати повітря, шихтового газовиділення і вибивання газів з робочої камери установки, якщо за умовами технологічного процесу в робочій камері підтримується надлишковий тиск.

Сумарний вихід газів, що відходять,

$$\Sigma V_{\Gamma} = B \left(V_{\Pi.3}^{\Pi} + \Delta V_{\Gamma}^{\text{III}} + \Delta V_{\text{Пов}}^{\text{ПР}} \right) (1 - Z_B), \quad (6.1)$$

де B - витрата палива, $\text{м}^3/\text{с}$ ($\text{кг}/\text{с}$);

$V_{\Pi.3}^{\Pi}$ - вихід продуктів згорання при спалюванні одиниці маси або кількості палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$ ($\text{м}^3/\text{кг}$);

$\Delta V_{\Gamma}^{\text{III}}$ - вихід шихтових газів, перерахований на одиницю палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$ ($\text{м}^3/\text{кг}$);

$\Delta V_{\text{Пов}}^{\text{ПР}}$ - присоси повітря на одиницю палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$ ($\text{м}^3/\text{кг}$);

Z_B - коефіцієнт вибивання газів з робочої камери.

Всі ці величини визначаються на основі складання матеріального і теплового балансів технологічної установки.

Вихід продуктів згорання при спалюванні одиниці палива,

$$V_{\Pi.3}^{\Pi} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2}^0 + (\alpha - 1) V_{\text{Пов}}^0, \quad (6.2)$$

де V_{RO_2} - кількість трьохатомних сухих газів;

$V_{\text{H}_2\text{O}}$ - кількість водяної пари;

$V_{N_2}^0$ - кількість азоту при $\alpha = 1$;

α - коефіцієнт витрати повітря;

V_{B3}^0 - теоретична витрата повітря на одиницю палива $\alpha = 1$.

Коефіцієнт α при повному спалюванні палива в робочій камері змінюється в межах 1,05 - 1,25. Зміна складу і кількості виробничих газів за рахунок підсосу повітря в газоходи після робочої камери залежить від протяжності та герметичності газоходів, а також від умов експлуатації.

Серед відхідних виробничих газів особливе місце займають конверторні гази, що утворюються в конверторному виробництві сталі. При верхній продувці конвертора киснем виділяється значна кількість газів з вмістом CO до 90-95%, температурою до 2100 К і вмістом конверторного виносу до 150 г/м³.

Важливим параметром, що характеризує відхідні виробничі продукти згорання як теплоносії, є ентальпія

$$I_{\Gamma} = V_{\Pi.3} \bar{C}_{\Pi.3} (T_{\Pi.3} - 273) \quad (6.3)$$

де $V_{\Pi.3} = V_{\Pi.3}^T + \Delta V_{\Gamma}^{\text{III}} + \Delta V_{\text{Пов}}^{\text{ПР}}$ - сумарний вихід продуктів згорання, м³/м³;

$T_{\Pi.3}$ - температура продуктів згорання на вході в теплоутилізаційну установку, К. Ця температура є визначальним параметром продуктів згорання і характеризує технічну та економічну ефективність їх використання;

$\bar{C}_{\Pi.3}$ - приведена середня теплоємність продуктів згорання, кДж/(м³·К);

$$\bar{C}_{\Pi.3} = (V_{\text{RO}_2}^{\%} C_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\%} C_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2}^{\%} C_{\text{N}_2} + \dots) 0,01, \quad (6.4)$$

де $V_{\text{RO}_2}^{\%}, V_{\text{H}_2\text{O}}^{\%}, V_{\text{N}_2}^{\%}$ - компоненти газів, що відходять у відсотках за об'ємом, віднесених до нормальних умов;

$C_{\text{RO}_2}, V_{\text{H}_2\text{O}}^{\%}, V_{\text{N}_2}^{\%} C_{\text{N}_2}$ - середня питома теплоємність кожного компонента, кДж/(м³·К).

7.1 Фізико - хімічні властивості технологічного виносу

Особливістю виробничих газів, що відходять з металургійних печей, є вміст полідисперсного виносу в твердому, рідкому, а при високих температурах частково і в пароподібному стані. При зниженні температури продуктів згорання пари різних мінеральних сполук і металів конденсуються, утворюючи дрібні рідкі або тверді частинки.

Утворення технологічного виносу може бути наслідком виносу газовим потоком твердих частинок шихти, окалини і футерування; викиду і виносу продуктів згорання, рідких крапель технологічного розплаву і шлаку; часткового випаровування (сублімації) технологічного матеріалу, що характерно для плавильних печей.

Зміст твердих частинок в технологічному віднесенні визначається їх щільністю, формою і розмірами. На кількісний винос твердих частинок впливає термічне напруження при прогріванні шихтового матеріалу, а також розтріскування і викришування внутрішніх поверхонь обмурівки робочої камери печі.

За походженням плавильний винос поділяють на такі категорії :

- 1) винесення хімічного походження, що складається з продуктів реакцій, що протікають у факелі. Розмір частинок не перевищує 0,2 мкм;
- 2) винесення фізико - хімічного походження, що є безпосереднім продуктом конденсації і десублімації парів оксидів. Розмір частинок коливається від 0,2 до 5 мкм;
- 3) винесення механічного походження, що утворюється при дробленні речовин (шихта, вогнетрив, бризки шлаку і металу та ін.). Розмір частинок більше 5 мкм.

Щільність плавильного пилу відбивної мідьоплавильної печі змінюється від 1,62 для великих частинок до 3,5 г/см³ для дрібних, що пояснюється різними джерелами утворення частинок. У відхідних

продуктах згорання мартенівської печі в період завалювання шихти міститься велика кількість великих частинок вапняку розміром до 600-800 мкм, причому частинки менше 10 мкм складають всього 10-15 %. У період плавлення, коли роль парів оксидів заліза в утворенні виносу підвищується, фракція з розміром частинок до 10 мкм складає 33-38 %. При продувці ванни киснем, коли пари оксидів складають основну частину плавильного виносу, частки менше 10 мкм складають 65-75 %.

Конверторний винос відрізняється високою тонкодисперсністю при великій запиленості конверторних газів. По даним вітчизняних і зарубіжних дослідників, 85-95 % (по масі) частинок конверторного виносу мають розміри не вище 1 мкм, а середній розмір частинок складає 0,4-0,5 мкм, причому частинок з розміром менше 0,5 мкм міститься від 50 до 99,5 %.

Запиленість конверторних газів в процесі продувки сталеплавильних конверторів киснем змінюється в широких межах і залежить від витрати кисню, кількості виділених газів, температури реакційної зони і температурного режиму ванни, хімічного складу чавуну і концентрації вуглецю в залізі, типу фурми і режиму її переміщення, фракційного складу і режиму подачі сипучих матеріалів, режиму шлакоутворення, складу і фізичного стану шлаків.

У перший період продувки (20-25 % загального часу продувки τ) з конвертора виділяється велика кількість пилу. У цей період кисень подається на непокриту шлаком поверхню металевої ванни, що призводить до інтенсивного окиснювання заліза. Подача на початку продувки великої кількості сипучих матеріалів супроводжується їх значним виділенням пилу. Перший період продувки характеризується максимальною запиленістю конверторних газів, що пов'язано також з мінімальним газовиділенням з конвертора. Короткочасна максимальна запиленість конверторних газів в перший період продувки конвертора ємністю 100-130 т може досягати 3 кг/м³. Через 0,2-0,25 τ продувки, коли закінчується окислювання кремнію і утворюється пінистий шлак, що покриває металеву ванну, запиленість

конверторних газів значно скорочується і, не перевищує 100 - 150 г/м³. Короткочасно вона збільшується тільки в момент подачі наступних порцій сипучих матеріалів.

Середню запиленість конверторних газів $\mu_{к.г}$ визначають, (г/м³) ,

$$\mu_{к.г} = 1,09V_{O_2}^{\Phi} - 5.87 , \quad (6.5)$$

де $V_{O_2}^{\Phi}$ - хвилинна витрата кисню через фурми, м³/хв.

Знаючи $\mu_{к.г}$, можна визначити середню запиленість сухих продуктів згорання $\mu_{с.п.с}$ при допалюванні конверторних газів, (г/м³) ,

$$\mu_{с.п.с} = \frac{\mu_{к.г}}{V_{с.п.с}} = \frac{1,09V_{O_2}^{\Phi} - 5.87}{V_{с.п.с}} , \quad (6.6)$$

де $V_{с.п.с}$ - витрата сухих продуктів згорання.

Повну запиленість відхідних високотемпературних продуктів згорання a можна визначити як відношення сумарної маси виносу до кількості продуктів згорання, (г/м³) ,

$$a = \frac{A_{\Pi} + A_{P} + A_{T}}{V_{\Pi.з}} , \quad (6.8)$$

де $V_{\Pi.з}$ - кількість запилених відхідних продуктів згорання, м³;

A_{Π} , A_P , A_T - кількість парообразної, рідкої і твердої фаз, відповідно.

Відзначимо, що умови забруднення тепловикористовуючих поверхонь на нагрівання залежать від агрегатного стану (плавкості) технологічного виносу. Плавкість технологічного виносу визначається його хіміко - мінералогічним складом, який дуже різноманітний як по вхідних в нього складовим, так і за кількісним їх співвідношенням. Головними зі складовими більшості технологічних виносів є оксиди: основні (CaO , MgO , FeO , MnO , K₂O), амфотерні (Al₂O₃ Fe₂O₃ Cr₂O₃) і кислі, головним чином SiO₂, зміст якого і визначає кислотність або основність виносу із шлаків.

При деякому співвідношенні між компонентами виносу і продуктами їх взаємодії можуть утворитися низькотемпературні евтектики, що роблять значний вплив на плавкість. Наприклад, якщо FeO плавиться при 1675 К,

Fe_2O_3 - при 1835 K і Fe_3O_4 - при 1865 K, то температура плавлення суміші (66% FeO і 34% Fe_3O_4) знижується до 1475 K.

Залізовмісні суміші з SiO_2 можуть утворити особливо легкоплавкі сполуки, наприклад 2FeOSiO_2 - фаяліт ($T_{\text{пл}} = 1475$ K), який утворює легкоплавку суміш при вмісті FeO 60-80%. Плавкість технологічного виносу, а також шлаку і інших силікатних розплавів характеризується при цьому наступними температурами: $T_{\text{жф}}$ - поява рідкої фази (T_1), $T_{\text{н.ш}}$ - початок шлакування (T_2) та $T_{\text{ж.п}}$ - рідиноплавкий стан (T_3). Для їх визначення найбільш придатний метод ОРГРЕС.

Для забезпечення надійності роботи газовідвідних каналів необхідно, щоб $T_{\text{п.с}} < T_2$.

7.2 Утворення забруднюючих відкладень і їх вплив на поверхні нагрівання тепловикористовуючих установок

Технологічний винос, що знаходиться в відведених продуктах згорання головним чином в розплавленому стані, призводить до розтріскування і відколювання футеровки печей, роз'їданню рідким шлаком вогнетривкої кладки, а також викликає утворення на тепловикористовуючих поверхнях нагріву забруднюючих, оплавлених або гранульованих, відкладень.

В товщі вогнетривкої кладки внаслідок відмінності температур і коефіцієнтів розширення виникають значні термічні напружки, що зумовлюють розтріскування і відколювання вогнетривкої футеровки. Ці процеси відбуваються особливо інтенсивно в шарах футеровки, прилеглих до розплаву, де пори вогнетривкого матеріалу заповнені періодично застигаючим розплавом залежно від зміни температурного режиму печі.

Роз'їдання шлаком вогнетривкої кладки відбувається в результаті процесів корозії та ерозії, які протікають одночасно.

Шлакуванням називають процес утворення на поверхні щільних сплавлених відкладень технологічного виносу, що визначається

температурою поверхні й інтенсивністю набросу на неї розплавлених частинок виносу. До шлакування можна віднести процеси, що зумовлюють зв'язування окремих частинок і утворення більш-менш міцних відкладень, зокрема:

1. Утворення рідкої фази - часткове або повне плавлення компонентів віднесення.

2. Процеси, що протікають у твердій фазі:

а) агрегація тонкодисперсних частинок;

б) утворення нових хімічних сполук і перекристалізація.

Міцність відкладень, що утворилися з дрібнодисперсних частинок, пов'язана з температурою їх утворення. З підвищенням температури агрегативна здатність частинок збільшується. Міцність відкладень зменшується, якщо в технологічному віднесенні є великі частинки з великою кінетичною енергією, які руйнують утворені відкладення. На міцність може вплинути тривалість перебування відкладень в умовах їх утворення, так як вона визначає ступінь завершення фізико - хімічних процесів і вторинних хімічних реакцій. З плином часу міцність таких відкладень, як правило, збільшується.

З підвищенням температури останніх вплив виносу прискорюється. Для запобігання цих явищ при використанні тепла ВЕР необхідно:

а) забезпечити початкове радіаційне (безконтактне) охолодження продуктів згорання та розплавленого технологічного виносу, який міститься в них до температури (на 50 - 100 К) нижче $T_{\text{пш}}$ використовуючи для цього «холодні», тобто випарні або водонагрівальні, поверхні нагріву;

б) повністю виключити контактування продуктів згорання, несучих розплавлений технологічний винос, з «гарячими» поверхнями підвідних газоходів.

Конвективні поверхні нагрівання теплоутилізаційних установок також піддаються забрудненню шихтовим виносом у вигляді сипучих і зв'язаних відкладень.

Сипучі відкладення при поперечному обтіканні труб утворюються в основному на тильній стороні труби у вигляді клина, який заповнює вихрову зону газового потоку за трубою і додає трубі більш обтічну форму. Сипучі відкладення на тильній стороні труби складаються з дрібних часточок, які підхоплюються струменями газового потоку. В міру зростання відкладень зовнішня поверхня їх присувається до кордонів вихрової зони і робиться більш доступною для ударів великих частинок, які уповільнюються, а потім припиняють ріст сипучих відкладень.

Сипучі відкладення, які мають порошкоподібний вид, являють собою шар твердих частинок, пов'язаних між собою і поверхнею як чисто механічно за рахунок шорсткостей, так і силами електростатичного та молекулярного характеру. Оскільки сипучі відкладення додають трубам обтічну форму, вони не збільшують аеродинамічного опору трубних пучків газопроводів.

Фронтальна частина труби схильна ударам великих частинок, тому на ній відкладення з'являються лише за відсутності великих часток у віднесенні або при малих швидкостях продуктів згорання, що знижують руйнівну дію великих частинок на утворених відкладеннях.

7.2.1 Сипучі відкладення

а) при поперечному обтіканні утворюються в основному на тильній стороні труби;

б) зростають до настання динамічної рівноваги між процесами осідання дрібних частинок виносу і руйнування осей шару великими частинками ;

в) не збільшують опір трубних пучків;

г) зменшуються при збільшенні швидкості потоку;

д) характеризуються низькою механічною міцністю.

7.2.2 Зв'язані відкладення

- а) при поперечному обтіканні утворюються в основному на фронтальній частині труби;
- б) схильні до необмеженого росту;
- в) збільшують опір трубних пучків;
- г) збільшення швидкості потоку збільшує швидкість забруднення;
- д) характеризуються підвищеною механічною міцністю на стискання - до 20 МПа.

7.3 Вплив забруднень на роботу тепловикористовуючих установок

При розгляді питань, пов'язаних із забрудненням поверхонь нагріву, слід враховувати не тільки фізико - хімічні властивості технологічного виносу, його гранулометричний і мінералогічний склад, агрегатний стан частинок виносу, температуру газового потоку і поверхні нагрівання, але і аеродинаміку запиленого потоку, геометрію поверхні нагрівання і характер змивання забруднень.(Рис 7.1)

Зовнішнє забруднення поверхонь цегляних регенераторів і керамічних рекуператорів мало позначається на їх теплопродуктивності, так як ці поверхні працюють при незначних інтенсивностях теплопередачі.

У процесі утворення забруднень можна виділити чотири стадії: перенесення забруднюючих частинок до поверхні нагріву, подолання прикордонного шару, закріплення частинок і утворення первинного шару, подальше зростання забруднень.

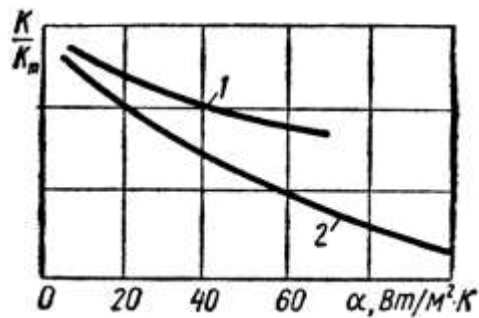


Рис. IV.2. График изменения отношения K/K_T для условий работы ВП (1) и испарительной поверхности нагрева (2) при внешнем загрязнении поверхности нагрева.

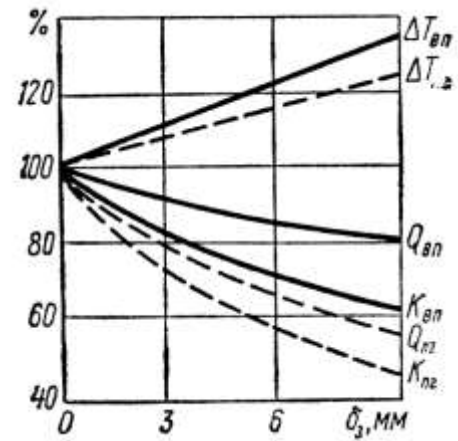


Рис. IV.3. График изменения условий тепловосприятия загрязненной поверхности нагрева:
 — ВП; — — — — парогенератор.

Рисунок 7.1 – Графіки залежностей

Згідно з існуючими уявленнями, в радіаційних газоходах перенесення забруднюючих частинок до поверхні нагріву здійснюється переважно під впливом радіометричних сил і турбулентної дифузії. Забруднення радіаційних поверхонь нагріву різко посилюється при інерційному накиді виносу на екрануючі поверхні.

Радіаційний теплообмін між сильно запиленим газовим потоком і екрануючою поверхнею газоходу має деякі особливості. Через екрануючу дію великої кількості дрібнодисперсного пилу вже при виносі до $0,1 \text{ кг/м}^3$ кутовий коефіцієнт випромінювання для середньої частини газового потоку стає рівним нулю. У цьому випадку температура частинок пилу може перевищувати температуру газового потоку на 200 К і більше. Цей «перегрів» пилу буде тим значніше, чим більше швидкість охолодження газового потоку. Наприклад, при збільшенні темпу охолодження газового потоку до 400 К/с ця різниця може скласти 350 К. Саме ефектом «перегріву» частинок можна пояснити шлакування фестонних поверхонь нагріву парогенераторів, хоча температура продуктів згорання перед ними на 100 - 200 К нижче T_2 . Забруднення екранних поверхонь нагріву може знизити їх тепло - сприйняття в 2 - 3 рази в порівнянні з чистими поверхнями.

При передачі тепла через плоску стінку коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$,

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{П.З}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{РЕК}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}}, \quad (6.9)$$

де $\alpha_{\text{П.З}}$ - коефіцієнт тепловіддачі від гріючих продуктів згорання до стінки;

$\alpha_{\text{РЕК}}$ - коефіцієнт тепловіддачі від стінки до нагріваючого теплоносія;

λ_1, λ_2 - коефіцієнти теплопровідності металевої стінки і зовнішнього забруднюючого шару відповідно;

δ_1, δ_2 - товщина металевої стінки і зовнішнього забруднюючого шару відповідно, м.

Рівняння можна використовувати для розрахунку трубчастих теплообмінників при товщині трубок до 2,5 мм.

Для труб більшого діаметру використовується рівняння теплопередачі через циліндричну стінку

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{П.З}} d_3} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_B + 2\delta_1}{d_B} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_B + 2\delta_1 + 2\delta_2}{d_B + 2\delta_1} + \frac{1}{\alpha_{\text{РЕК}} d_B}}.$$

Розглянемо випадок нагрівання повітря, коли $\alpha_{\text{РЕК}} \cong \alpha_{\text{П.С}}$, а також води або пароводяної суміші при $\alpha_{\text{РЕК}} \gg \alpha_{\text{П.С}}$. Вплив забруднення оцінюється за

величиною $\frac{K}{K_T}$, де K_T - теоретичний коефіцієнт теплопередачі при $\frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0$,

тобто для чистої поверхні нагрівання. Якщо $\alpha_{\text{РЕК}} \gg \alpha_{\text{П.С}}$, то $K_T = \alpha_{\text{П.С}}$.

Відношення $\frac{K}{K_T}$ для умов роботи ВП і випарної поверхні нагрівання

показує, що зовнішнє забруднення поверхні нагрівання надає тим більший вплив, чим більше теплосприйняття від продуктів згорання.

Все викладене ставиться до впливу забруднення поверхні тільки на величину коефіцієнта теплопередачі і недостатньо для судження про зміну при цьому загальної кількості переданого тепла, Вт,

$$Q = KN\Delta T, \quad (6.10)$$

де K - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

N - поверхня нагріву, м²;

ΔT - середній температурний напір, К.

На рисунку 7.1 показана порівняльна зміна умов тепло сприйняття забрудненої поверхні ВП ($K_T = 20$ Вт / (м²·К), номінальна температура дуття 1075 К) і парогенератора ($K_T = 40$ Вт / (м²·К), температура насичення $T_H = 525$ К), що працюють при постійних $T'_{п.с} = 1375$ К і $\lambda_3 = 0,3$ Вт/(м·К). Аналіз рисунку 7.1 показує, що навіть при значному зовнішньому забрудненні поверхні нагрівання ($\delta_3 = 6 - 9$ мм), відповідному зниженню коефіцієнта теплопередачі на 30 - 35 % для ВП і на 45 - 50 % для парогенератора, теплосприйняття ВП зменшується тільки на 12 - 17 %, а парогенератора - на 30 - 40 %. Для ВП теплосприйняття Q знижується значно повільніше, ніж коефіцієнт теплопередачі K . Для парогенератора ΔT зростає повільніше, а K , навпаки, знижується дуже різко, що разом дає зниження Q , пропорційно зміні K .

В експлуатаційних умовах зовнішнє забруднення поверхонь нагріву неминуче супроводжується збільшенням аеродинамічного опору установки, що призводить до необхідності зниження витрати палива, так як запас тягових пристроїв по напору і продуктивності звичайно обмежений.

7.4 Способи очищення поверхонь нагріву теплообмінних пристроїв від забруднень

Зменшення забруднень відхідних продуктів згорання шихтовим виносом більшості плавильних печей можна досягти установкою на виході з робочої камери печі рідиноплівкових сепараторів, які повертають

розплавлений унос в робочу камеру, чим і збільшують корисний вихід технологічного продукту.

У шлакосепараторі відбувається сепарація дрібнодисперсних частинок в результаті дії наступних факторів:

- а) розвитку сепаруючих поверхонь канального типу;
- б) турбулізації несучого потоку і зменшення товщини ламінарного прикордонного шару;
- в) коагуляції дрібних розплавлених частинок в результаті їхнього взаємного зіткнення при русі через сепаратор.

Рідиноплівкові сепаратори не вловлюють повністю розплавлений винос, тому за ними повинна слідувати радіаційна грануляція виноса, який залишився, в першому по ходу екранованих кип'ятильними елементами газоходах. Застосування останніх необхідно для захисту від шлакування конвективних трубних пучків.

Способи очищення конвективних поверхонь нагріву від забруднень гранульованим виносом наступні.

Водяна обмивка . Кілька десятиліть тому широко застосовувалася для очищення поверхонь нагріву парогенераторів, встановлених за мартеновськими печами. До недоліків способу слід віднести: часті відключення парогенераторів від потоку продуктів згорання для обмивки і пов'язані з цим зниження їх паропродуктивності, інтенсивну корозію трубної системи парогенераторів, посилений знос обмурівки та ін.

Парове обдування. В якості робочого середовища застосовується перегрітий або насичений пар, який подається в спеціальні обдувальні апарати, розміщені в різних місцях газоходів парогенератора. Парове обдування поєднується з водяною обмивкою і ручними очищеннями. Витрати праці на обслуговування і ремонт апаратів досягають 28 - 30 люд. – дн. на один безпаливний парогенератор на місяць. В середньому витрата енергії тут становить 10 - 12 % теплопродуктивності парогенератора .

Дробоочищення. Є найбільш ефективним способом очищення конвективних поверхонь нагріву. Очищення відбувається в результаті використання кінетичної енергії на поверхні нагрівання чавунних дробинок величиною 3 - 5 мм. У верхній частині парогенератора поміщають розкидачі, які рівномірно розподіляють дріб по перетину газоходу. При падінні дріб збиває унос, що осів на трубах, а потім збирається в бункерах під шахтами. Звідси пневматичним способом або скіповим підйомником дріб повертається в бункери, розташовані над шахтами і далі надходить в розкидачі.

Вібраційне очищення. Принцип її дії полягає в тому, що при коливанні труб з великою частотою порушуються сили зчеплення між металом і частинками віднесення. Електромагнітні або електромеханічні вібратори, що знаходяться поза парогенератору, повідомляють коливання штангам, до яких прикріплені труби нагріву.

Найбільш ефективними і надійними способами очищення безпаливних парогенераторів, встановлених за плавильними печами з продувкою ванн киснем, є дрібоочищення і вібраційне очищення. Вони забезпечують стабільний тяговий режим печей, низький опір і високу продуктивність парогенераторів. Найбільш економічним способом є віброочистка.

Електророзрядне очищення. Метод заснований на використанні нових фізико-хімічних явищ, процесів і ефектів:

- Ефект Юткіна;
- ефекти, що виникають при високовольтному пробої твердих і рідких діелектриків;
- процеси, супроводжуючі кавітаційні явища і швидкісні гідропотоки;
- ефект Ребіндера.

Паровий котел виводиться з роботи і заповнюється водою до рівня верхнього барабана. Очищення від накипу котлів проводиться робочим кабелем, який подається в кожну трубку через верхній барабан, через

пластикові трубки - направляючі. Робочий кабель - електрод просувається по всій довжині трубки в напрямку нижнього барабана. За характерною зміною звуку чути, коли робочий кабель виходить з трубки в нижній барабан і можна приступати до очищення наступної трубки. Таким чином, при очищенні від накипу котлів повинна бути очищена кожна трубка. Очищені відкладення обсипаються в нижній барабан і витягуються з нього після очищення від накипу всіх трубок котла.

8 УСТАНОВКИ ДЛЯ ВНУТРІШНЬОГО ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛА ВІДХІДНИХ ВИРОБНИЧИХ ГАЗІВ

8.1 Регенератори з нерухомою цегляною насадкою

Вживаний в сучасній промисловій та енергетичній вогнетехніці нагрівання компонентів горіння має три найбільш характерних температурних рівня: 600-700 К, 900-1100 і 1300 - 1500 К.

Нагрівання дуття до 600-700 К легко здійснюється у високопродуктивних теплообмінниках рекуперативного типу, виконаних з вуглецевої сталі.

Нагрівання дуття до 900-1100 К прискорює процес займання ряду палив, у тому числі газоподібних, і інтенсифікацію процесу горіння. Крім того, температурою дуття 1100 К вичерпуються можливості застосування існуючих найпоширеніших жароміцних марок сталей.

Високотемпературний нагрів дуття до 1300-1500 К застосовується для забезпечення необхідної температури продуктів згорання і досить

інтенсивного теплосприйняття в робочій камері при високій температурі виданого продукту. Нагрівання компонентів горіння до такої високої температури здійснюється в керамічних регенераторах і застосовується при мартенівській плавці сталі, варінні скла у ванних печах, конверсії природного газу, для виробництва чавуну в доменних печах і ін. Для теплообмінників цього температурного рівня застосовуються вогнетривкі керамічні матеріали, формовані й обпалені при високій температурі, виконані з шамоту, шамоту - карборунду, динасу, хромомагнетиту і т. п. (рис. 8.1).

Особливістю регенераторів є використання для теплообміну теплоакумуючої насадки, яка спочатку нагрівається продуктами згорання, а потім охолоджується дуттям. У цьому випадку теплообмін протікає в нестационарних умовах і для його здійснення потрібно мінімум (при нагріванні одного дуттьового повітря) дві камери з насадкою і рівна тривалість періодів нагріву та охолодження. При нагріванні двох компонентів горіння необхідні дві пари насадок - для дуттьового повітря і спалюваного газу. При нерівності періодів нагріву та охолодження (коли необхідно нагріти велику кількість повітря до високої температури) число регенеративних насадок збільшується.

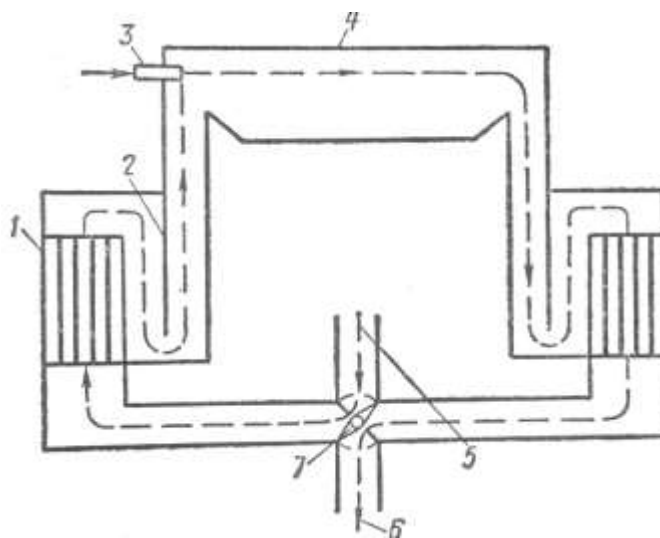


Рисунок 8.1 - Регенератор з нерухомою цегляною насадкою

Найбільшого поширення набули насадки (решітки) з звичайної цегли - динасової і шамотної. Залежно від способу укладання цегли розрізняють насадки типу Сіменс (рис. 7.2а) і типу Каупер (рис. 7.2б) . Насадка Каупера має тільки вертикальні канали , вона має підвищену будівельну міцність, але її питома поверхня теплообміну, тобто площа дотичної з газами поверхні цегли в м^2 на 1 м^3 насадки, менше, ніж у насадки Сіменса. Насадка Сіменса має вертикальні і горизонтальні канали, її будівельна міцність нижче, але конвективна тепловіддача вище. Питома поверхня насадок Сіменса і Каупера знаходиться на рівні $15\text{-}20 \text{ м}^2/\text{м}^3$ залежно від розміру каналів для проходження газів (осередків).

Кладка способом Сіменса здійснюється із звичайної цегли горизонтальними рядами, цеглу кладуть на ребро. Вона має різновиди-комірки, які можуть бути розташовані по одній вертикалі або зміщені одна відносно іншої на пів кроку. У першому випадку виходить насадка у клітку або колодязями, у другому - в розбивку або шахова.

Насадка Каупера являє собою суцільні вертикальні канали, горизонтальні поверхні цегли якої стикаються і в теплообміні не беруть участь. Насадки Каупера відрізняються великою міцністю, однак через меншу турбулізацію потоку, ніж у насадках Сіменса, мають менші коефіцієнти тепловіддачі. Такі насадки викладаються із цегли або спеціальних блоків з квадратними або круглими отворами.

Насадка Сіменса має меншу міцність, але зашлакованість окремих частин не позначається так сильно на її роботі.

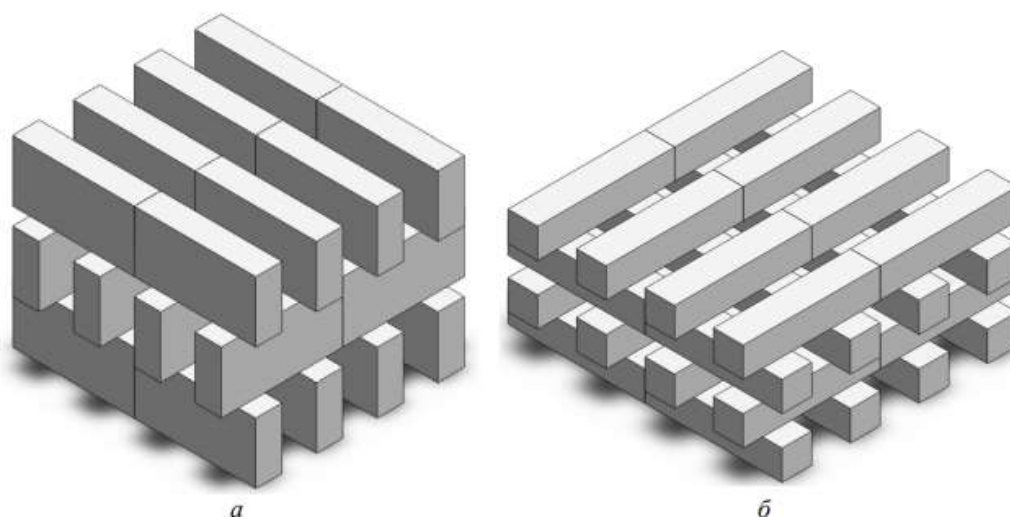


Рис. 1.2. Типи насадки повітряних регенераторів:
а – колодязі Сіменса; б – брускова насадка

Крім того, підвищені коефіцієнти тепловіддачі важливі для насадкових камер мартенівських печей, так як їх обсяги обмежені конструктивними умовами компонування агрегату.

Для випадку нагріву одного тільки повітря температурні параметри роботи регенератора можна визначити з рівняння балансу тепла, віднесеного до одиниці палива, що спалюється,

$$V_{п.с} C_{п.с} (T'_{п.с} - T''_{п.с}) \eta_{рГ} = V_{вз} C_{вз} (T''_{вз} - T'_{вз}) . \quad (7.1)$$

Теплопродуктивність регенератора за робочий цикл при годинній витраті палива B , (кВт/період) ,

$$Q_{рГ} = B \Delta i_{вз} \tau_p , \quad (7.2)$$

де $\Delta i_{вз}$ - приріст ентальпії повітря на одиницю спалюваного палива , кДж .

Необхідну поверхню нагріву однієї камери регенератора визначають з рівняння, (m^2) ,

$$H_{рГ} = \frac{Q_{рГ} \cdot 10^3}{K_{рГ} \Delta T} , \quad (7.3)$$

де ΔT - розрахунковий температурний напір, який визначається при логарифмічному усередненні температури продуктів згорання та повітря і протитоковому їх русі, К;

K_{pr} - коефіцієнт теплопередачі в регенеративній насадці, віднесений до тривалості робочого циклу, Вт/(м² · К · цикл).

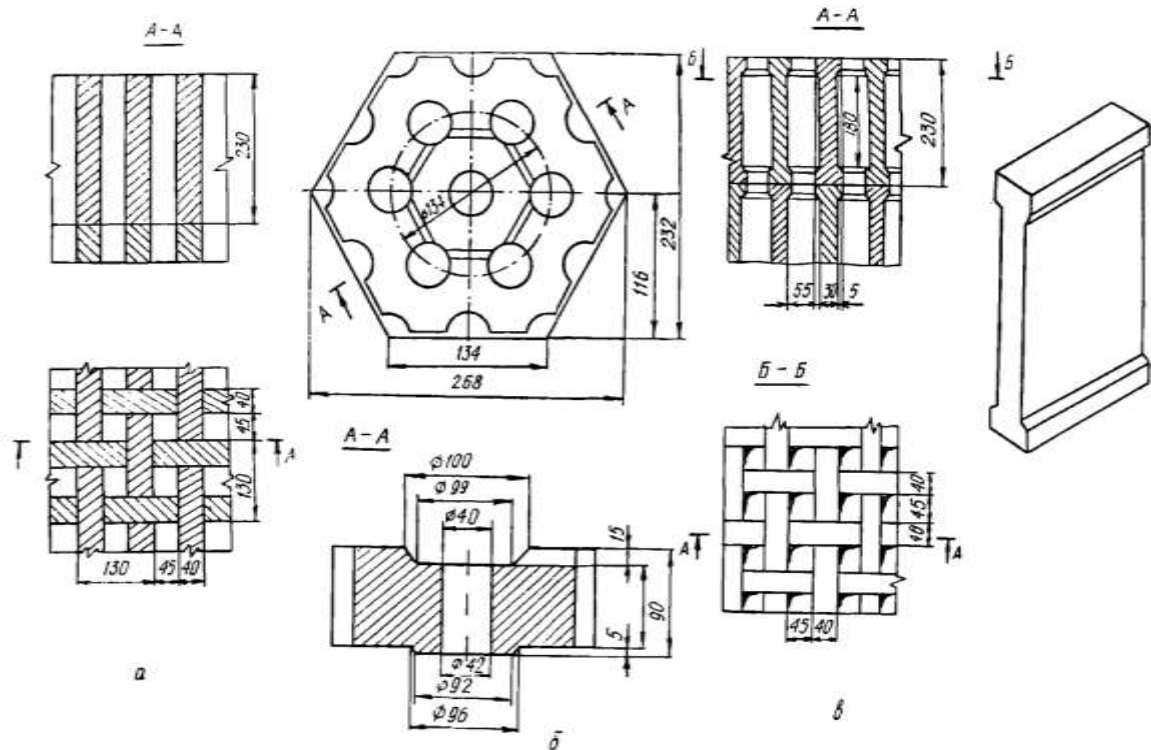


Рисунок 8.2 – Кладка насадки регенератора:

а – по Кауперу; б – по – Сіменсу.

Найвищу температуру мають продукти згорання, насадка й нагріваючий теплоносій на вході гріючих газів в насадку, найнижчу - на виході. Відповідно змінюються по висоті насадки умови тепловіддачі. Тому рекомендується величину визначати роздільно для верху і низу насадки, а при розрахунку поверхні регенератора вводити середнє значення коефіцієнта теплопередачі за робочий цикл. Орієнтовно при вказаній вище тривалості робочого циклу чисельні значення для високотемпературних керамічних регенераторів рівні; для верху насадки 2 - 3, для низу - 1,5 - 2,0 Вт/(м² К період).

Слід врахувати, що при реверсі продуктів згорання в печі з насадки регенератора, що перемикається на нагрів дуття, в робочу камеру витісняються інертні охолоджені гази. Для компенсації зниження температурного рівня робочої камери потрібно додаткову витрату палива. Крім того, оскільки при кожному перемиканні насадок гальмується подача в робочу камеру компонентів горіння, виходять безпаливні прості робочої камери, складові в залежності від частоти перемикання 2-5 % робочого часу. Все це визначає нестійкість температурного рівня самої робочої камери регенеративної печі, що ще більше посилюється циклічними коливаннями кінцевої температури дуття. Ці коливання обумовлюються нестационарними умовами теплообміну. Наслідком цього є безперервна зміна за часом (для всієї поверхні регенератора) температури продуктів згорання.

Для технологічного процесу найважливішим є - величина коливання кінцевої температури повітря, що нагрівається за цикл роботи регенераторів. Циклічні коливання цього параметра залежать в основному від інтенсивності теплосприйняття у верхній (гарячій) частині насадки, її акумулюючої здатності і тривалості складових робочого циклу регенераторів. Найчастіше $\Delta T = 425 \text{ K}$.

Цегляні регенератори звичайного типу мають широке поширення, але вони мало перспективні для подальшого розвитку промислової вогнетехніки.

8.2 Регенератори з рухомою насадкою

Принципи конструювання нових регенеративних високотемпературних нагрівачів дуття полягають у наступному:

а) відмову від періодичного перемикання насадок і збереженні постійного напрямку руху гріючих газів;

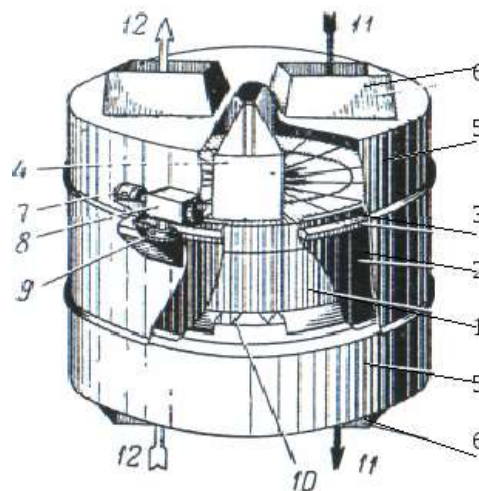
б) застосуванні високопродуктивної насадки з більшою питомою поверхнею нагрівання;

в) переміщенні насадки з підвищеною швидкістю по замкнутому контуру, що включає камери охолодження газів і нагріву дуття .

Всі ці принципи реалізовані в сталевих обертових регенеративних повітропідігрівачах типу Юнгстрема (рис.7.3), поширених в парогенераторних установках для помірного (до 600-700 К) нагріву дуттьового повітря. Повітропідігрівачі цього типу мають невеликі габарити ($f_o = 150 \div 200 \text{ м}^2/\text{м}^3$) і масу (маса 1 м^2 з урахуванням кожуха і приводу становить 8 - 10 кг), чим і пояснюється все більше їх застосування в енергетиці. Перспективним є варіант обертового регенератора з кульковою насадкою ($d = 3 \div 5 \text{ мм}$), яка в порівнянні з хвилястими плоскими листами насадки повітропідігрівачів типу Юнгстрема забезпечує більш високу інтенсивність теплообміну, мають меншу вартість, сприяють можливості підвищення температури до 900 К. Коефіцієнт теплопередачі для цих підігрівачів спрощено, ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$,

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{п.с} \alpha_{п.с}} + \frac{1}{\varepsilon_{вз} \alpha_{вз}}} , \quad (7.4)$$

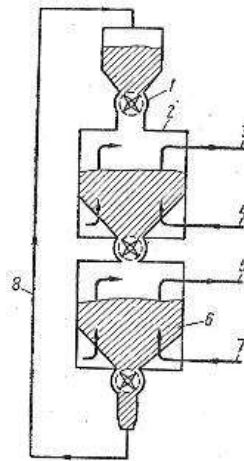
де $\varepsilon_{п.с}$ і $\varepsilon_{вз}$ - коефіцієнти омивання насадки , відповідно, у газовій і повітряній зонах. Оптимальне співвідношення між цими робочими зонами визначається такими значеннями коефіцієнта омивання : $\varepsilon_{п.с} = 0,5$ і $\varepsilon_{вз} = 0,35$ при уносі 15 % площі ротора до двох секторних розділових зон.



1 - ротор; 2 - кожух ротора; 3- зубчастий вінець ротора ; 4 - ущільнювальний сектор; 5 - кожух підігрівача; 6 - приєднувальні коробки; 7 - електродвигун приводу; 8 - редуктор приводу; 9 - провідна шестерня; 10 - ущільнюючі пластини; 11 - напрямок руху димових газів; 12 - напрям руху повітря

Рисунок 7.3 - регенеративний повітронагрівач Юнгстрема

Коефіцієнт теплопередачі для кулькової насадки значно вище , ніж в регенераторах типу Юнгстрема (рис. 7.4).



1 - шлюзовий затвор; 2 - газова камера; 3 - охолоджені газы; 4 - гарячі газы; 5 - гаряче повітря; 6 - повітряна камера; 7- холодне повітря; 8 - транспортер

Рисунок 7.4 - Схема регенеративного повітропідігрівача з щільним рухомим шаром

8.3 Керамічні рекуператори

Для виконання робочих елементів керамічних рекуператорів застосовують шамот як найбільш дешевий вогнетривкий матеріал, а також карборунд і шамотно - карборундові маси. При температурі керамічної стінки близько 1300 К коефіцієнт теплопровідності для шамоту складає 1,4-1,8 , а для карборунду -9 -10 Вт/(м·К). З цих матеріалів виконують в основному два типи робочих елементів керамічного рекуператора: відрізки круглих або восьмигранних труб (довжиною до 400 мм при $d = 140/108$ мм) і фасонні керамічні блоки (рис. 7.5).

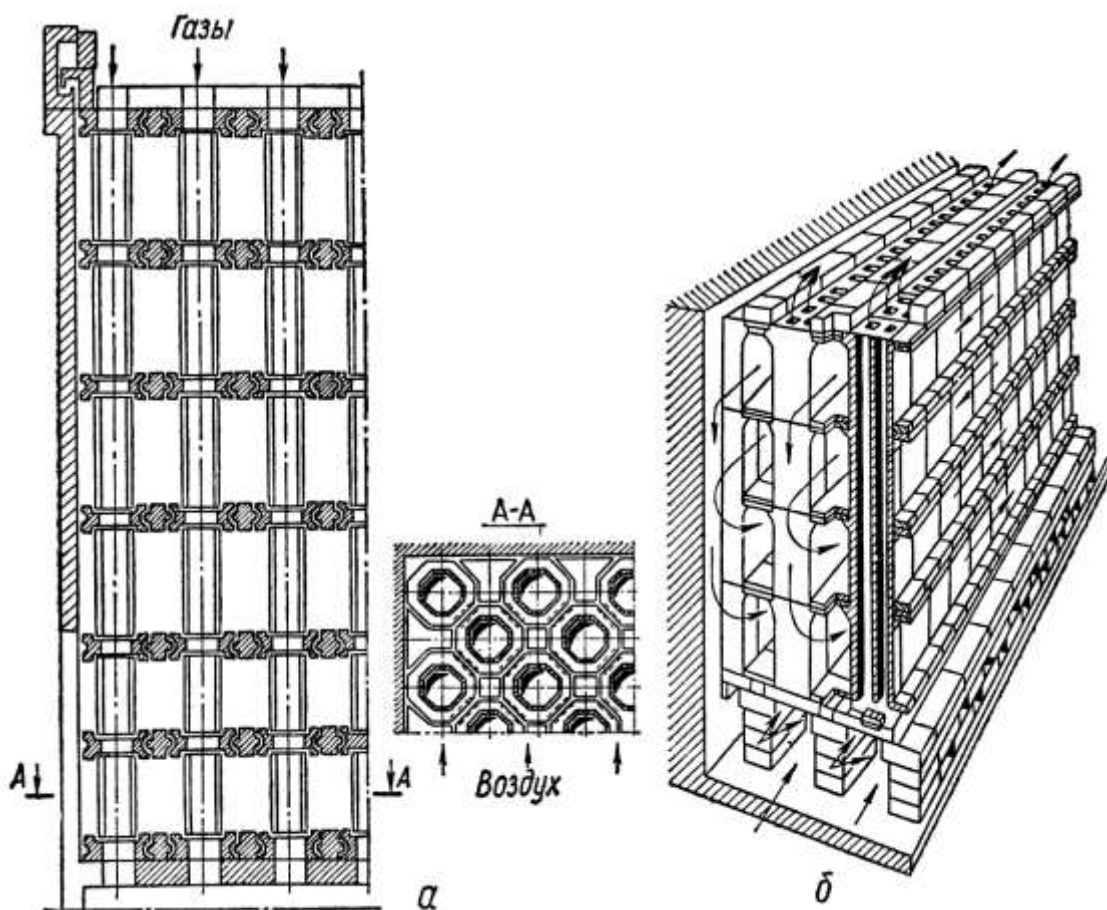


Рисунок 8.5 - Трубчастий керамічний рекуператор (а) і блоковий (б)

Трубчастий керамічний рекуператор складається по висоті з шести відрізків восьмигранних труб (рис. 7.5, а). Стикові фланці цих труб з'єднані фасонними плитками і утворюють шість каналів для перехресного руху нагріваючого повітря. Блочний керамічний рекуператор (рис. 7.5, б) має чотири канали.

Нещільності керамічної поверхні обумовлюються: великим числом стиків між окремими елементами рекуператора, які не можуть бути повністю герметизовані; природною пористістю (10-20%) керамічної стінки малої товщини (15-20 мм); розтріскуванням цієї стінки внаслідок градієнта температури; можливе роз'їдання керамічного матеріалу розплавленим уносом. Добутий перетік нагріваемого повітря в продукти згорання викликає перевантаження тягових і дуттьових пристроїв, що знижує продуктивність пічного агрегату, а також ПВГіршує якість горіння через брак повітря в робочій камері. Для усунення цих недоліків застосовують

спеціальні схеми включення керамічних рекуператорів. За однією з них рекуператор приєднують до робочої камери пічного агрегату з розташуванням дуттьового вентилятора на холодній стороні повітряного тракту. Перевагою такої схеми є мінімальна витрата електроенергії. Однак у застосуванні до керамічних рекуператорів ця схема дає величезний (до 60-70%) перетік нагріваемого повітря, оскільки при цьому різниця тиску повітря і продуктів згорання найбільша.

Для зменшення різниці тиску повітря і газів передбачається включення дуттьового вентилятора на стороні гарячого повітря. При цьому різниця тиску повітря і газів на холодній стороні знижується і складає,

$$\Delta P_{x.c} = P'_{п.с} + \Delta P_{п.с}^{PEK} . \quad (7.5)$$

Опір гарячих повітроводів $\Delta P_{Г.ВЗ}$ долається в даному випадку за рахунок тиску, створюваного вентилятором. Із зменшенням перетікання повітря температура нагрівання повітря знижується до 600-700 К, але зате збільшується витрата електроенергії на переміщення повітря з даною температурою.

Цей недолік усувається застосуванням газоструйного насосу, в якості якого використовується газовий змішувальний пальник підвищеного тиску при помірній стехіометричній витраті повітря. Однак застосування газоструйних насосів надзвичайно утруднене при спалюванні природного газу, на 1 м³ якого потрібно 9-10 м³ повітря, і повністю виключається при мазутному опаленні печей.

У зв'язку з недостатньою газовою щільністю необхідно обмежувати для керамічних рекуператорів різницю тиску повітря і газів до $\Delta P_{x.c} = 150 \div 200$ і $\Delta P_{Г.с} = 50 \div 100$ н/м², а швидкість продуктів згорання і повітря - до 0,8-1,3 м/с для повітря (по кількості, що надійшов до пальників) і 1,4-1,8 м/с для продуктів згорання на вході в рекуператор. У цих умовах коефіцієнт теплопередачі складає 2-4 Вт / (м² · К).

Таким чином, 1 м² повітряної поверхні керамічного рекуператора має порівняно зі сталевими трубчастими приблизно в 5 разів меншу

ефективність теплосприйняття і в 6 разів більшу масу. Звідси можна зробити висновок про малу перспективність застосування керамічних рекуперативних нагрівачів дуттьового повітря.

8.4 Металеві рекуператори. Загальні умови надійної роботи металевих рекуператорів.

Металеві рекуператори застосовують для високотемпературного нагріву дуттьового повітря (або повітря і газу); допустима гранична температура нагріву дуття визначається жаростійкістю, а іноді й жароміцністю марок сталі і чавуну. Пічні металеві нагрівачі дуття в більшості випадків працюють при незначних механічних напругах, тому для них має значення жаростійкість металу. За цим показником звичайна вуглецева сталь застосовується при робочій температурі металу $T_M \leq 775 \text{ K}$, а простий сірий чавун - при $T_M \leq 875 \text{ K}$.

Жаростійкість сталі і чавуну можна підвищити введенням в розплав легованих елементів хрому, кремнію, алюмінію. Основним легованим елементом є хром. Жаростійкі хромисті сталі умовно ділять на три групи (табл. 8.1):

Таблиця 8.1 – Властивості жаростійких хромистих сталей

Вміст хрому, %	13	17	25
Допустима температура металу, К	950—1000	1100—1150	1250-1300

Надійність роботи будь-якого металевого теплообмінника насамперед визначається температурним рівнем його теплосприймаючої стінки T_M . Вважаючи її для більшої наочності висновків плоскою і нехтуючи тепловим опором металу, можна записати при чистій поверхні нагрівання, К,

$$T_M = T_{B3} + \frac{q}{\alpha_{B3}}, \quad (7.6)$$

де T_{B3} - температура повітря, що нагрівається (або іншого теплоносія) у зоні визначення, К;

q - питома теплова навантаження в тій же зоні, Вт/м²;
 α_{B3} - коефіцієнт тепловіддачі від стінки до нагрівається повітря, Вт/(м² *К).

Розглянемо залежність допустимого нагріву повітря від питомого теплового навантаження q і коефіцієнта тепловіддачі α_{B3} при незмінній максимальній температурі металу, рівній $T_m = 1275$ К. Якщо для нагрівання повітря до 1175 К при $q = 5000$ Вт/м² досить мати $\alpha_{B3} = 50$ Вт / (м² К), то при тому ж коефіцієнті тепловіддачі допустимий нагрів повітря знижується до 975 К при $q = 15000$ Вт/м² і складає всього 375 К при $q = 45000$ Вт/м². Для забезпечення нагрівання повітря (зберігаючи незмінною температуру металу 1275 К) до 1175 К при $q = 15000$ і 45000 Вт/м² необхідно підвищити відповідно до 150 і 450 Вт / (м² ·К), що значно складно.

Поверхня нагріву рекуператора F визначають за рівнянням,

$$F = \frac{Q}{K \Delta T_{Г-В}}, \quad (7.7)$$

де K - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · К);

$\Delta T_{Г-В}$ - середня логарифмічна різниця температур гріючих продуктів згорання і повітря.

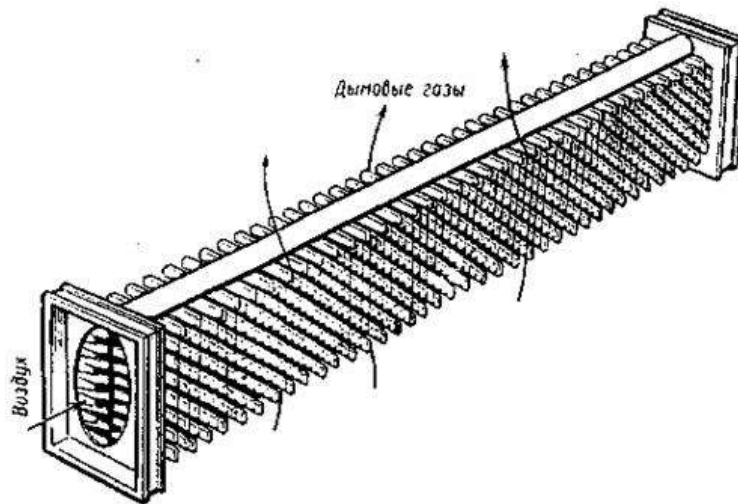
8.5 Чавунні рекуператори

Чавунні рекуператори, переважно голчасті, виконуються з литих труб овального перетину з обтічними по ходу теплоносія голками, розташованими тільки з повітряної або з повітряної і газової сторін труби.

Більш надійними в експлуатації слід вважати рекуператори з гладкою поверхнею і голками, розташованими тільки з повітряної сторони.

Типова компоновка чавунного голчастого рекуператора складається з двох секцій (повітряних ходів), набраних кожна з 12 паралельно включених труб (рис.7.6). Численні фланцеві з'єднання набраних чавунних рекуператорів ущільнюють спеціальними прокладками і замазками з азбесту, графіту і рідкого скла. Однак задовільної газової щільності системи

досягти при цьому не вдається. Серйозним і непереборним недоліком чавунних голчастих рекуператорів є також велика термічна жорсткість їх конструкції, що в поєднанні з нерівномірністю температурних подовжень окремих трубних рядів викликає значні термічні напруги в металі. Ці напруги посилюються градієнтом температури в голчастих елементах, що досягають 375-425 К.



До чавунних рекуператорів відносяться також так звані термоблоки, які в останні роки застосовуються для печей малої потужності. Термоблок являє собою систему сталевих трубок малого діаметра, залитих чавуном і утворюють монолітний блок з каналами для проходу газів. Ці канали розташовані перпендикулярно осям сталевих трубок, по яких проходить повітря, що нагрівається.

Слід зазначити, що для виготовлення термоблоків потрібна така ж кількість сталевих труб, як для сталевих трубчастих рекуператорів рівної теплової потужності, а загальна маса одиниці поверхні нагрівання термоблоків в 2-3 рази більше, ніж у чавунних голчастих рекуператорів.

8.6 Сталеві трубчасті конвективні рекуператори

Сталь є найбільш перспективним матеріалом для виконання металевих рекуператорів, особливо трубчастих, що пояснюється наступним. Для сучасних нагрівачів дуття необхідно застосування підвищеного та високого

теплового форсування, що обумовлює різницю тиску з повітряної і газової сторін рекуператора приблизно $2000-4000 \text{ Н/м}^2$ (рис. 7.7).

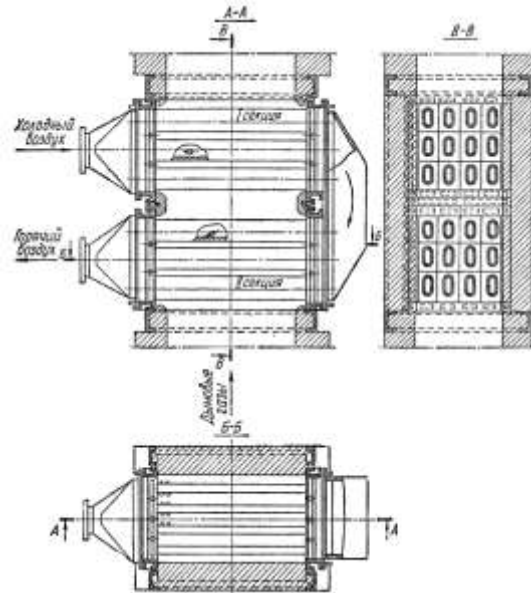


Рисунок 8.6 - Чавунний двосекційний голчастий рекуператор

В цих умовах газощільність рекуператора в найбільшій мірі забезпечується звареним трубчастим його виконанням.

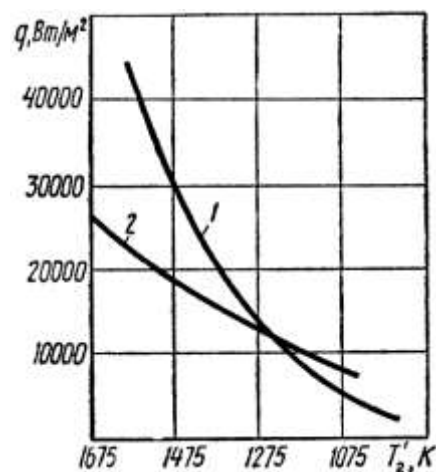


Рисунок 8.7 - порівняльна ефективність радіаційного (1) і конвективного (2) теплосприйняття для стабільного рекуператора в залежності від початкової температури газів

Найбільш доцільна температурна зона застосування трубчастих конвективних рекуператорів визначається початковою температурою газів T'_r не вище $1075-1175 \text{ K}$, оскільки при вищій температурі газів радіаційна тепловіддача починає перевищувати по інтенсивності конвективну (рис.7.7).

Ці графіки виконані для наступних умов роботи рекуператора: $T''_{B3} = 875 \text{ K}$; $\Delta T_{M.B} = 375 \text{ K}$, $\alpha = 35 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$; $C_p = 1,75 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Інтенсифікація тепловіддачі в рекуператорі можлива в основному двома способами: збільшенням швидкості газів або повітря і зменшенням діаметра труб або еквівалентного діаметра каналу - при поздовжньому русі теплоносія в пучку труб або в каналі довільного перетину. Тому в останні роки чітко проявляється тенденція до зменшення діаметра труб з 60-75 до 25-30 мм.

Рекуператори являють собою вертикальний пучок труб, по яких проходять гріючі гази. Із зовнішнього боку труби омиваються нагріваємым повітрям в 3-5 поперечних ходів. Дана схема рекуператора має ряд переваг:

а) мінімальну нерівномірність теплосприйняття ($\varphi = 1,1 \div 1,2$), при якій практично виключається теплогідравличного удару;

б) можливість самообдування газової поверхні, особливо ефективною при вертикальному опускному русі газів і підвищення їх швидкості до 6-8 м/с і більше;

в) сприятливі умови відводу тепла при зовнішньому омиванні повітрям шахового або коридорного пучка труб малого діаметра, оскільки при цьому коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря значно вище тепловіддачі газів.

При конструктивній розробці трубчастого конвективного металевого рекуператора необхідно забезпечити необхідну компенсацію температурних подовжень, захист від перегріву вхідний трубної дошки і початкових ділянок труб і захист від низькотемпературної корозії. Останнє набуває особливого значення при наявності в продуктах згорання з'єднань сірки (SO_2 і SO_3). У цьому випадку слід підвищувати температуру металу в хвостовій секції до 375-400 К. За комбінованою схемою трубчастого рекуператора холодне повітря надходить спочатку в першому по ходу газів секцію рекуператора меншого прохідного перетину. Захист від низькотемпературної корозії тут здійснюється за рахунок великої різниці

температур $T_{г-м}$ (газ-метал), тобто більш високої щільності теплового потоку q в цій частині поверхні нагрівання.

Остаточне нагрівання повітря до необхідної температури відбувається далі в основних секціях рекуператора за схемою протитечії. При такій схемі одночасно забезпечуються кращі умови охолодження вхідної трубної дошки і початкових ділянок труб рекуператора, які охолоджуються холодним повітрям при великій його швидкості.

Інший спосіб захисту від низькотемпературної корозії хвостової секції рекуператора можливий при рециркуляції в його системі 20-30% подається вентилятором дуттьового повітря.

8.7 Сталеві радіаційні й комбіновані рекуператори

Для того щоб нагрівання дуття довести до 1075-1125 К, рекуперативну установку або частину її розташовують в області високої температури продуктів згорання. Тут переважає радіаційна тепловіддача від продуктів згорання, тому необхідно забезпечити достатньо інтенсивне відведення тепла повітрям і допустиму температуру металевої стінки (рис. 7.8).

При температурі 1075 - 1175 К радіаційна тепловіддача продуктів згорання втрачає свої переваги в порівнянні з конвективною, чим і визначається доцільна кінцева температура продуктів згорання в радіаційній частині рекуператора $T_{п.с}$ 975-1075 К.

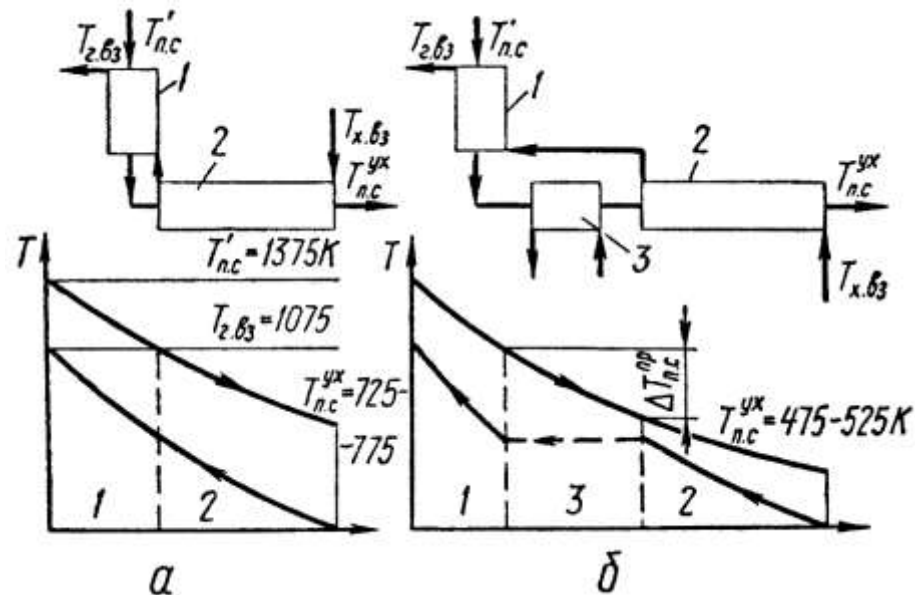


Рисунок 8.8 - Температурні діаграми для одноступінчастої схеми включення високотемпературного рекуператора (а) і двоступеневої (б)

Таким чином, металевий рекуператор для нагрівання повітря до 1075-1125 К повинен складатися з двох частин: високотемпературної, в якій переважає радіаційна тепловіддача, і низькотемпературної - конвективної. Ці дві частини рекуператора можна розташовувати по газовому тракту безпосередньо одну за одною або з розривом по температурі газів, створюваним проміжною тепловикористовуючою ланкою агрегату.

При одноступінчастій схемі включення рекуператора в зоні підвищеної температури продуктів згорання виявляється і конвективна його частина, що ставить під сумнів можливість застосування для неї простої вуглецевої сталі.

Для радіаційного металевого рекуператора основною задачею, вирішенням якої визначається його експлуатаційна надійність, а також теплова та економічна ефективність, є інтенсифікація тепловіддачі від стінки до нагріваемого повітря.

Інтенсифікація тепловіддачі здійснюється пропущенням нагріваемого середовища (повітря) по вузькому кільцевому каналу, утвореному двома концентричними циліндричними поверхнями, одна з яких безпосередньо обігрівается продуктами згорання, а інша отримує від неї тепло радіацією.

Обидві ці поверхні охолоджуються повітрям, рухомим з підвищеною швидкістю по вузькому кільцевому каналу з еквівалентним діаметром $d_e = 2\delta$ ($\delta = 4 \div 5$ мм - ширина кільцевої щілини).

У трубчастому рекуператорі з подвійною циркуляцією повітря вплив радіаційної тепловіддачі в комбінованому відводі тепла посилюється ще більше. Завдяки інтенсивному охолодженню трубчастої вставки необхідна величина $\alpha_{вз}$ знижується вже в 1,5-1,6 рази. У зв'язку з цим опір повітря зменшується більш ніж в 3 рази в порівнянні з рівнопотужним рекуператором із труб того ж діаметра, що використовують для відводу тепла тільки конвективною тепловіддачею.

9 УСТАНОВКИ ДЛЯ ЗОВНІШНЬОГО ЕНЕРГЕТИЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛА ГАЗІВ

9.1 Низькотемпературні парогенератори на відхідних продуктах згорання

Установка ПВГ за мартенівськими печами дає можливість не тільки використовувати фізичне тепло відхідних продуктів згорання, але значно поліпшити роботу самої печі.

Основним чинником, що визначає збільшення продуктивності мартенівських печей і скорочення тривалості плавки, є теплова форсування печей, можлива завдяки запасу розрідження, що створюється димососом парогенератора. Форсування печі вимагає збільшення тяги приблизно пропорційно квадрату витрати тепла. Таким чином, тяга з відомим резервом повинна забезпечувати отримання тієї продуктивності, яка припустима з урахуванням виносу і економічності використання тепла.

Потужність ПВГ виражається по-різному залежно від їх застосування та призначення. Потужність деяких ПВГ, що використовуються в кольоровій металургії та хімічній промисловості, висловлює їх паропроductивність (т/год). Наприклад, марка котла УКЦМ 25/40

розшифровується так: утилізаційний котел для кольорової металургії паропроductивністю 25 т/год, тиск пари 4 МПа. Марка КУ-100, КУ-125 означає котел - утилізатор, що пропускає через котел 100 і 125 тис. м³/год. продуктів згорання. Марки ОКГ- 100 і ОКГ- 250 означають охолоджувачі конверторних газів, що встановлюються за конверторами для переділу чавуну ємністю 100 і 125 тонн.

Вибір параметрів пари для першої серії ПВГ ґрунтувався на аналізі теплового балансу металургійних заводів.

Класифікація ПВГ.

1. По температурі продуктів згорання на вході в парогенератор T_0 . За цим параметром ПВГ діляться на низькотемпературні при $T_0 < 1075-1175$ К і високотемпературні при $T_0 > 1375-1475$ К.

Такий поділ на дві групи, з кордоном між ними в області 1275 К, обумовлюється корінною зміною саме в цій галузі умов тепловіддачі від продуктів згорання (при температурі нижче 1075-1175 К переважає конвекція, а при температурі 1375-1475 К - радіація) і зміною агрегатного стану технологічного і паливного виносу, який при температурі 1175-1275 К міститься в продуктах згорання переважно в рідкому стані.

2. За параметрами пара ПВГ діляться на парогенератори низьких (1,5 МПа при 575 К), підвищених (4,5 МПа при 725 К) і високих параметрів (10-14 МПа при 825 К).

3. За способом циркуляції води ПВГ діляться на парогенератори з багаторазовою примусовою циркуляцією і парогенератора з природною циркуляцією.

В основному застосовуються ПВГ з примусовою циркуляцією, на виготовлення яких витрачається менше металу, ніж на виготовлення парогенераторів з природною циркуляцією води. Вони більш компактні і відрізняються стійкою циркуляцією при будь-якому навантаженні. Недоліком ПВГ з примусовою циркуляцією є залежність надійності його експлуатації від джерел електропостачання.

Безпаливні парогенератори з природною циркуляцією мають огорожуючу інтенсивність пароутворення, особливо при низькому питомому теплосприйняттю випарної системи, і непридатні для мінімальних навантажень, близьких до розпалювальних або гарячого резерву (менше 20-30 %).

4. За конструктивним принципом ПВГ діляться на змієвикові, конвективні та радіаційно - конвективні парогенератори. Крім того, ПВГ бувають П - подібної форми, баштового і горизонтально - тунельного типів.

9.2 Використання теплоти відхідних газів в хвостових поверхнях парогенератора

Використання теплоти відхідних газів в хвостових поверхнях парогенератора дає значний приріст продуктивності котельної установки. При розробці слід враховувати основні особливості розміщення хвостових поверхонь (порядок розміщення, у розтин чи ні і т.д.)

9.2.1 Використання теплоти відхідних газів у водяному економайзері

У водяному економайзері живильна вода нагрівається від початкової температури $T_{ж.в}$ до температури насичення води $T_{н.в}$, тобто на величину $\Delta T_{п.в} = T_{н.в} - T_{п.в}$.

Додаткове охолодження продуктів згорання, що забезпечується водяним економайзером, досить незначно, оскільки воно визначається величиною,

$$\Delta T_{п.з.}^{B.E} = \frac{D \Delta i_{ж.в}}{\sum V_{п.з} C_{п.з}} . \quad (8.1)$$

Ставлення $D/\Sigma V_{п.с}$ залежить від T_0 і різко знижується при зменшенні T_0 . Тому іноді (наприклад, при використанні невеликої кількості низькотемпературних продуктів згорання) водяний економайзер до складу котла не включають, оскільки при цьому тепловикористовуючими установками суттєво спрощуються, а її економічність знижується незначно.

Можна зробити такі висновки, що:

а) в низькотемпературних ПВГ, в яких використання тепла завершується у водяному економайзері, температура відхідних продуктів згорання обернено пропорційна величині T_0 ;

б) при однаковій кількості підведеного тепла до низькотемпературного ПВГ і до парогенератору з автономним спалюванням палива к.в.п. в ПВГ завжди менше, ніж в парогенераторі з автономним спалюванням палива і тим менше, чим більше відношення $\Sigma V_{п.с}/D$, тобто чим нижче T_0 . Наприклад, к.в.п. в низькотемпературному ПВГ складає 0,5-0,6, а в парогенераторі з автономним спалюванням палива - 0,8-0,9.

Прагнення до зниження $T_{п.з}^{відх}$ в низькотемпературних ПВГ призводить до погіршення його техніко-економічних показників. Збільшення паропродуктивності D на 40 % призводить до збільшення поверхні нагрівання парогенератора на 300%. Такий шлях підвищення к.в.п. в низькотемпературному ПВГ неекономічний, а отже, непридатний.

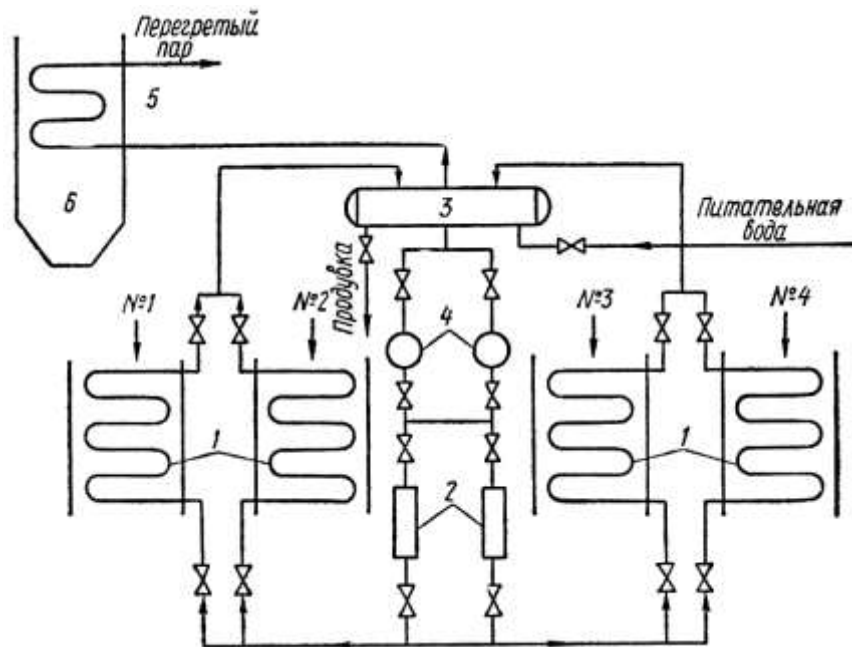
Підвищення тиску виробленої пари і температури живильної води, що дає зменшення $\Delta T_{п.в}$, викликає необхідність відповідного збільшення $T_{п.з}^{відх}$, тобто веде до зниження к.в.п. низькотемпературного ПВГ. Таким чином, теплова економічність ПВГ виявляється в суперечності з ефективністю електроенергетичного використання виробленої їм пари, яка залежить від тиску пари і глибини регенеративного нагріву живильної води добірним паром турбіни. Тим самим визначається використання низькотемпературних ПВГ для покриття переважно виробничо-технологічного теплового навантаження (рис. 8.1).

Інтенсифікація теплосприйняття в низькотемпературних ПВГ можлива шляхом підвищення швидкості продуктів згорання і зменшення діаметра труб парогенератора. Підвищення швидкості обмежується збільшенням газового опору і власної витрати потужності на димосос. Це обмеження має особливо важливе значення для низькотемпературних ПВГ, що працюють при великих значеннях $\Sigma V_{п.с}/D$, оскільки споживана потужність димососом пропорційна $\Sigma V_{п.с}$, а потужність, що виробляється парогенератором, його паропродуктивності D_{Σ} . Саме тому в низькотемпературних ПВГ на димосос витрачається до 10-15 % еквівалентної їм електричної потужності, що приблизно в 8-10 разів перевищує власну витрату енергії на подолання опору в парогенераторах з автономним спалюванням палива.

Застосування труб малого діаметра не слід жорстко зв'язувати з тісним їх розташуванням, що припустимо тільки при чистих продуктах згорання. При підвищеному вмісті виносу, особливо дрібнодисперсного, малий діаметр труб потрібно поєднувати з досить великими відносними кроками.

Застосування для ПВГ поверхонь нагріву, що поперечно омиваються продуктами згорання труб малого діаметра, зумовлює їх змієвикову компоновку і примусовий рух робочого тіла - пароводяної суміші. Парогенератори змієвидного типу з багаторазовою примусовою циркуляцією, що встановлюються за мартенівськими і нагрівальними печами, мають наступні експлуатаційні переваги:

- 1) можливість надійної роботи при великому (200-500 мг/л) солей - триманні живильної води;
- 2) можливість надійної роботи при різко змінному навантаженні, оскільки швидкість примусової циркуляції не залежить від навантаження парогенератора.



1-випаровуючі змійовики пічних агрегатів (№ 1-4), 2-фільтри парогенераторної води; 3 - барабан-сепаратор; 4 - циркуляційні насоси; 5 - центральний пароперегрівач; 6 - топковий пристрій

Рисунок 9.1 - Схема централізованої установки парогенератора КУ- 40 за групою пічних агрегатів

Ділення випарної системи парогенератора на дві - три секції, включення по парогенераторній воді паралельно, дозволяє в 6-8 разів знизити необхідний тиск і потужність циркуляційних насосів. Подальше дроблення випарної системи дає незначне зменшення потужності.

9.2.2 Парогенератори на відхідних газах з повітропідігрівачами

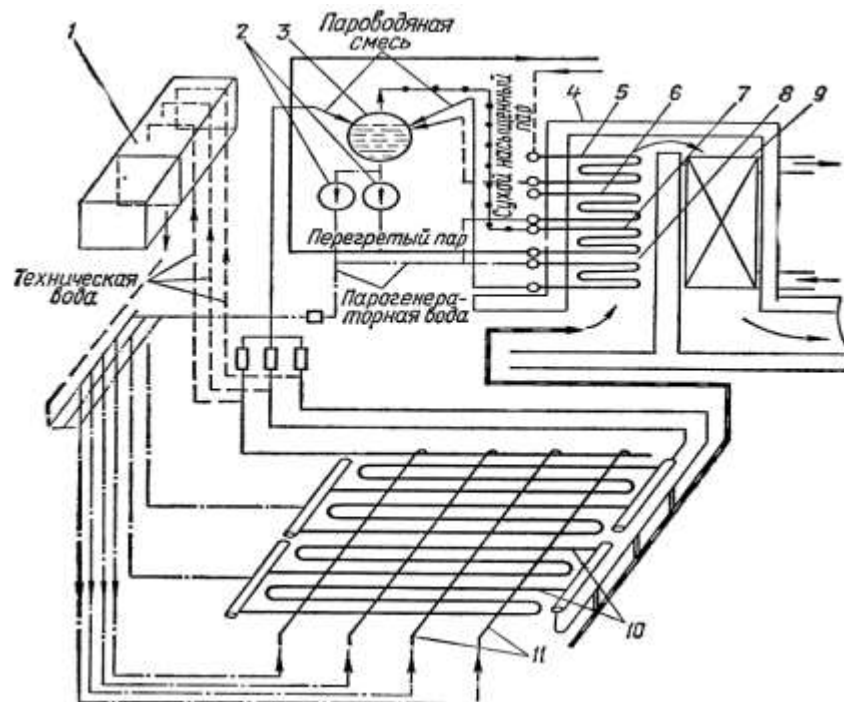
Переміщення парогенератору до високих температур та включення системи випарного охолодження до контуру циркуляції парогенератору задають ефективне використання ВЕР. В енерготехнологічній схемі при цьому:

1. спрощується конструкція печі, скорочується обсяг будівельно - монтажних робіт технологічного агрегату;
2. ліквідуються обмеження за параметрами пари - практично можливе вироблення пари будь-яких енергетичних параметрів;

3. знижуються втрати відхідного тепла з продуктами згорання і сумарний к.в.п. установки підвищується до 80 %;

4. значно підвищуються всі техніко - економічні показники роботи тепловикористовуючих пристроїв, збільшується надійність їх експлуатації.

При роботі печей на газі із зниженою теплотою згорання і для реверсивно - регенеративних сталеплавильних печей схема включення елементів системи пічного агрегату може бути наступна: піч - високотемпературна щабель повітропідігрівника (ВП- 2) - парогенератор - низькотемпературна щабель повітропідігрівника (ВП- 1) (рис. 8.2).



1 - розподільно-збірний бак технічної води; 2-циркуляційні насоси, 3-барaban-сепаратор; 4-парогенератор на відхідних газах; 5-водяний економайзер; 6-другий випарний пакет; 7-пароперегрівач; 8-перший випарний пакет; 9-повітропідігрівач; 10-опорні труби печі; 11-поздовжні труби

Рисунок 9.2 - Схема комплексного використання тепла охолодження конструктивних елементів печі і фізичного тепла відхідних продуктів згорання

Парогенератор з повітропідігрівачами має П-подібну форму з багаторазовою примусовою циркуляцією води. У контур циркуляції включена система випарного охолодження печі(рис. 9.3).

Переваги парогенератора наступні:

1. Завдяки відсутності контурів значно спрощується компоновка устаткування, наявного під печами; звільняється багато місця для розміщення насосних станцій і устаткування системи випарного охолодження.

Значно скорочуються витрати на капітальне будівництво, обсяг і терміни будівельних і монтажних робіт.

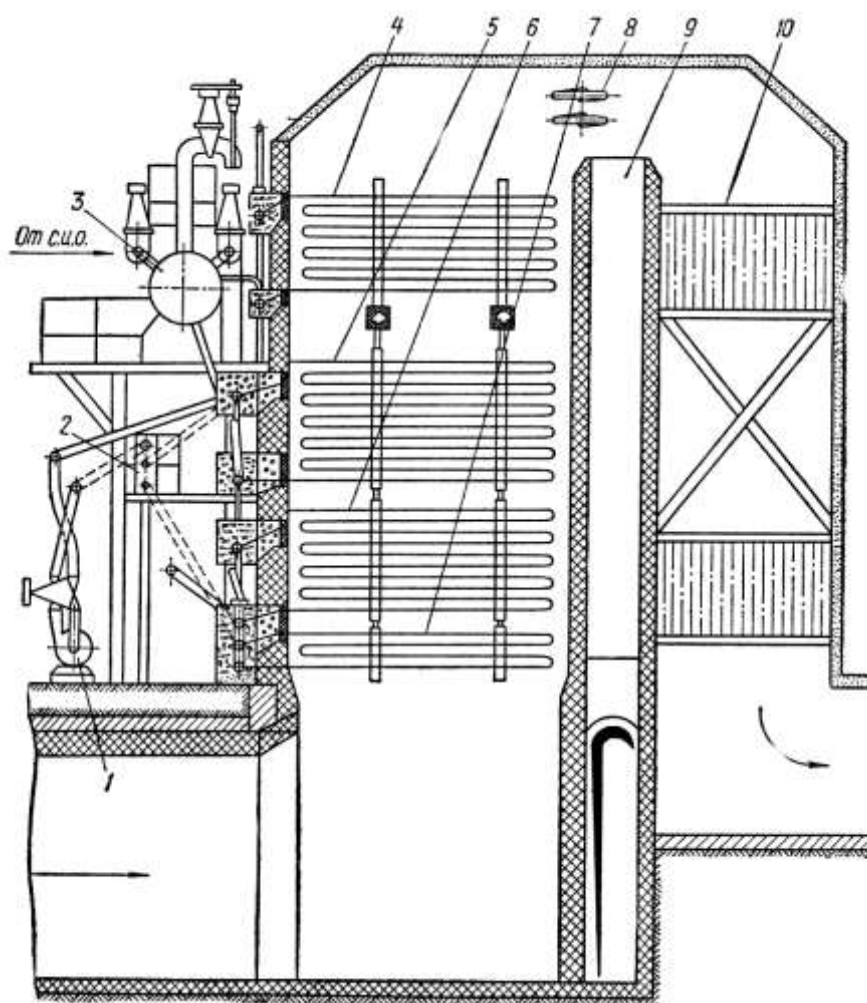


Рисунок 9.3 - Схема ПВГ з повітропідігрівачем

9.3 Парогенератори на відхідних газах в кольоровій металургії

При раціональному використанні фізичного тепла газів, що відходять печей кольорової металургії значний економічний ефект визначається часто не стільки кількістю використаного тепла, скільки поліпшенням технологічних показників печей.

Можливе використання тепла газів для внутрішнього споживання (підігріву дуттьового повітря) печей кольорової металургії становить близько 30-40 %. Інша кількість тепла використовується для зовнішнього споживання - вироблення пари електроенергетичного призначення в парогенераторах ПВГ.

У кольоровій металургії найбільше поширення отримали парогенератори, встановлені, зокрема, за відбивними мідьоплавильними печами.

Деякі типи енергетичних парогенераторів, а також спеціально сконструйовані парогенератори для печей кольорової металургії виявилися ненадійними в експлуатації. Одна з головних причин цього полягає в тому, що конструкції таких парогенераторів не враховують особливостей відхідних газів печей кольорової металургії. Ці особливості були враховані при розробці конструкції нового тунельного парогенератора на відхідних газах.

Тунельний парогенератор в кольоровій металургії характеризується:

1. Прямоточним рухом газів, що досягається горизонтальним розташуванням тунельного парогенератора.
2. Малими швидкостями руху газу (0,5-1,5 м/с), причому швидкість тим менше, чим більше запиленість газового потоку дрібнодисперсним виносом.
3. Наявністю радіаційної камери достатнього розміру для забезпечення охолодження виносу перед конвективними ширмовими поверхнями до температур їх твердої фази.

4. Поздовжнім омиванням газами конвективних ширмових поверхонь нагріву, що знаходяться за радіаційною камерою. Відстань між ширмами $S_1 = 0,6 \div 0,3$ м, $S_2 = 1,2 \div 1,3$ м.

5. Тиском пари в парогенераторі не нижче 4 МПа щоб уникнути сірнокислотної корозії поверхонь нагріву.

Тунельні парогенератори за відбивними печами.

Парогенератори типу ТОП 50/40 (тунельні парогенератори за відбивними печами) включають радіаційну камеру охолодження. Камера являє собою витягнутий у довжину газохід прямокутного перерізу, всі грані якого екрановані радіаційними поверхнями: бічні стіни - випарними ширмами, виконаними у вигляді блоків, стеля - трубами пароперегрівача. У нижній частині радіаційної камери встановлені водоохолоджувані бункери, до зовнішньої поверхні яких приварені охолоджувані живильною водою труби. Вода, що надходить в ці труби, підігрівається в розташованому усередині барабана парогенератора поверхневому підігрівачі з таким розрахунком, щоб температура стінок бункерів становила приблизно 500 К, що має виключити небезпеку сірчистої кислотної корозії.

Передній торець камери не екранований, а у верхній частині його розміщується щит, на якому встановлюють вибухові клапани і розпалювальні пальники. На виході з радіаційної камери розташовані конвективні поверхні у вигляді ширм випарного охолодження. Рух робочого тіла в ширмах, як і в екранах радіаційної камери, вчиняється за принципом природної циркуляції. За випарними ширмами в розтин встановлений двоступеневий ширмового повітропідігрівач труб, діаметр і крок яких відповідають обраної швидкості підігріваємого повітря всередині труб. У розтин між двома ступенями повітропідігрівача встановлені випарні ширми із заданим кроком. Бункери під конвективними поверхнями нагріву неохолоджувані.

Температура перегріву пари становить 560-600 К. Подальше підвищення необхідної температури здійснюється в центральному

пароперегрівачі з автономним спалюванням палива. Всі поверхні нагріву парогенератора вільно підвішуються до стельового перекриття, яке, в свою чергу, кріпиться до ферм перекриття.

Незначний газовий опір парогенератора дає можливість знизити підсосі повітря, подавати на сірчисто-кислотне виробництво чисті гази і цим збільшити виробництво сірчаної кислоти і різко знизити викид в атмосферу сірчистого ангідриду і кольорових металів.

9.4 Парогенератори на відхідних конверторних газах (ОКГ)

Киснево-конвертерний процес - це процес виробництва сталі з рідкого чавуну з додаванням сталевих брухту в конвертер з лужною футеровкою і продувкою киснем зверху крізь водоохолоджувальну фурму.

Процес отримав кілька назв: LD-процес (від німецьких слів Linz Dusenferfaren-фурмовий процес в Лінці); BOP - процес (від англійських слів Basic Oxygen Process - основний кисневий процес); киснево-конвертерний процес (назва прийнята у вітчизняній практиці).

Останнім часом з'явилося багато різновидів киснево-конвертерного процесу (OLP - Oxigene - Lance - Poudre - від французького кисень - фурма - пудра; Kms - за назвою німецьких заводів Klockner, Maxhutte і слова Stahlherstellung і багато інших) (рис. 8.4).

Футеровка кисневого конвертера виконується з періклазоуглеродної, смолодоломітомагнезитової, спокійної або магнезитової цегли. Використання основних вогнетривів на основі MgO, CaO дало можливість виводити під час процесу основні шлаки, виконувати дефосфорацію і десульфюрацію металу.

Процес плавки сталі в кисневих конвертерах поділяють на такі етапи: загрузка металевих брухту, заливка рідкого чавуну, продування ванни киснем, введення сипучих матеріалів, що утворюють шлак, контроль температури металу та відбір проб, слив металу і шлаку, огляд футерування

конвертера і підготовка до наступної плавці. Цикл плавки починають із завантаження металевого брухту в конвертер.

Охолодження і очищення конверторних газів, що виділяються при кисневій продувці, є технологічною необхідністю киснево-конверторного виробництва сталі. За способом відведення та охолодження, а також використанню конверторних газів всі системи можна класифікувати так:

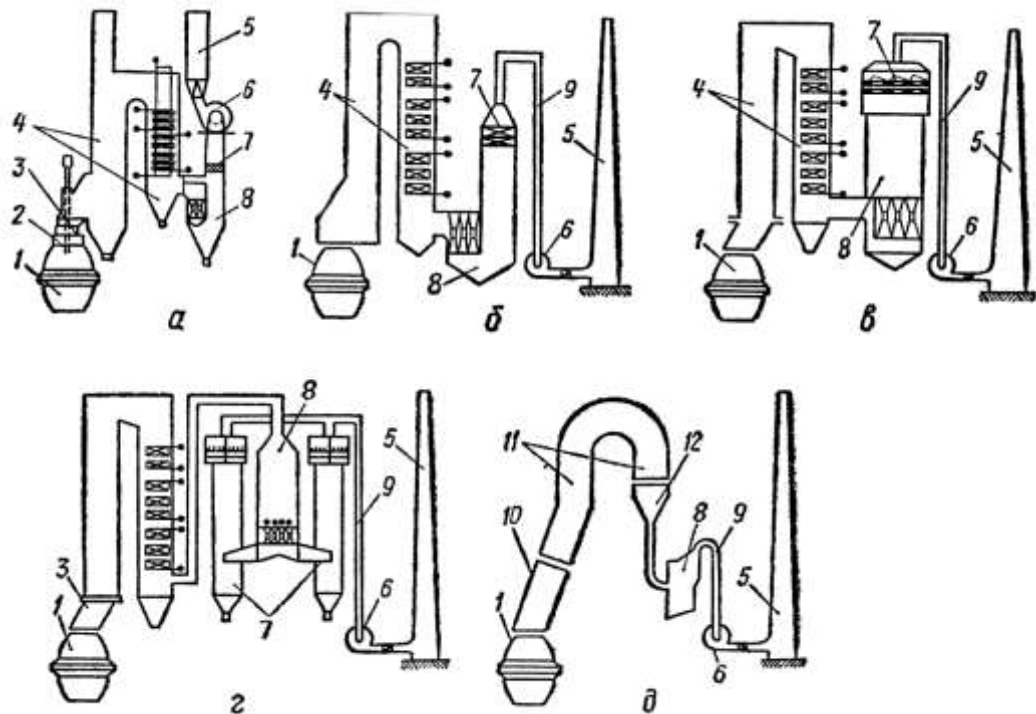
- а) охолодження газів розведенням їх охолоджуючими агентами (повітря, пар, вода);
- б) відвід газів з конвертора з повним допалюванням СО;
- в) відведення газів з обмеженням доступу повітря і без допалювання або з частковим допалюванням СО;
- г) охолодження газів з використанням фізичного і хімічного тепла газів або без використання тепла газів.

Охолоджувачів конверторних газів за способом передачі тепла прийнято ділити на радіаційно-конвективні та радіаційні.

Охолодження конверторних газів підмішуванням холодного повітря пов'язане з великими витратами електроенергії для видалення газоповітряної суміші і втратою значної кількості тепла.

Уникнути вибухонебезпечних локальних концентрацій практично неможливо, тому доводиться допалювати СО.

Установка водоохолоджуючих камінів з уприскуванням води в газовий об'єм пов'язана з великою витратою води (12-15 м³ на 1 т виплавленої сталі), спорудженням громіздкого парогазовідвідного тракту і повною втратою всього тепла газів. Отже, розглянуті способи відведення та охолодження конверторних газів не раціональні.



1 - конвертор; 2 - муфта, 3 - зйомна частина газоходу; 4 - ОКГ; 5 - димова труба; 6 - димосос; 7 - каплеуловлювач; 8 - газоочистка; 9 - газопровід; 10 - кесон; 11 - екранований газовідвід; 12 - скруббер.

Рисунок 8.4 - Принципові схеми деяких ОКГ: а - ОКГ фірми Вагнер - Біро; б - ОКГ- 100 - 2; в - ОКГ- 100 - 3; г - ОКГ -3 - Б; д - ВОКГ - 130;

Вибір системи охолодження визначається техніко - економічними розрахунками з урахуванням всіх конкретних умов даного виробництва.

Внаслідок значного циклічного коливання виходу, состава і температури конверторних газів охолоджувач цих газів працює в умовах перемінного теплового і температурного режиму. Це призводить до коливань паропродуктивності і тиску пари в охолоджувачі конверторних газів (ОКГ), зниження надійності його роботи і погіршення умов експлуатації. Для деякого вирівнювання теплового режиму охолоджувачів застосовують підтопки додатковим паливом в міжпродувні періоди. Мінімальна величина підтопки становить 30 % максимальної паропродуктивності парогенератора. Але навіть збільшенням підтопки до 75 % від максимальної паропродуктивності ОКГ неможливо уникнути

пікових навантажень в охолоджувачі в кожному циклі. Установка акумулятора для використання пікового вироблення пари вирівнює в якійсь мірі теплове навантаження, але не може впливати на рівномірність роботи власне парогенератора.

Застосування парових акумуляторів в схемах енергокомплексів конверторних цехів, крім значного ускладнення і подорожчування установки, призводить також до зниження тиску пари.

Стабільну продуктивність ОКГ в продовж всього циклу роботи конвертора при одночасному поліпшенні теплофізичних і конструктивних характеристик його і без додаткового використання палива можна досягти застосуванням у схемі енергокомплексу акумулятора циркуляційного типу та газгольдера. Сутність цього способу полягає в наступному. У період продувки використовується в ОКГ фізичне тепло і приблизно 10 % хімічного тепла конверторного газу при $\alpha = 0,1$. Такий коефіцієнт витрати повітря приймається через труднощі повної герметизації газовідвідного тракту. Після охолодження і очищення весь газ прямує в газгольдер 11.

Із загальної кількості тепла, використовуваного в період продувки T частина його залежно від коефіцієнта витрати повітря витрачається для вироблення пари, а частина акумулюється в «гарячій» воді в акумуляторі циркуляційного типу. У міжпродувний період t_2 і під час продувки, коли немає газовиділення T_p на вироблення пари витрачається хімічне і фізичне тепло газгольдерного газу і тепло, закумульоване в «гарячій» воді. У період t парогенератор живиться водою з системи водо підготовчого цеху, а в період $t_2 + t$, - сумішшю « гарячої» води з акумулятора і «холодної» води з водопідготовчого цеху. Кількість акумулюваного тепла в «гарячій» воді визначається з умови забезпечення стабільної паропроductивності парогенератора - охолоджувача в продовження всього циклу конверторної плавки сталі. Дані для розрахунку охолоджувача конверторного газу за 300 - тонним конвертором - ОКГ- 300 зроблена в Одеському політехнічному інституті:

Садка конвертора О, т 300

Тривалість продувки m_1 , хв.

Тривалість газовиділення т, хв. 13

Тривалість продувки без газовиділення хв. 4

Тривалість паузи x_2 , хв. 43

Тривалість циклу x , хв. 60

Вихід конверторного газу В, m^3 за продувку 18544

Температура конверторного газу Т, К 1873

параметри пари: тиск Р, МПа 4,5; температура перегріву $T'_{пп} > 725$ К;
температура живильної води $T'_{пв}$ 375.

Особливості утилізації конвертерних газів - основною складовою їх є СО; температура їх залежно від періоду плавки коливається в межах 1300-1700 °С. У випадку роботи конвертерів з подачею кисню тільки зверху в відведених газах практично немає водню; при донної продувці і захисту фурм подачею рідких або газоподібних вуглеводнів в відведених газах може містити помітну кількість водню.

Конвертерні гази являють собою найцінніший вид високопотенційного ВЕР (можна утилізувати і їх фізичне тепло, та хімічне тепло від спалювання СО і H_2). Доводиться, однак, враховувати наступне:

1) Інтенсивність виділення газів з конвертера періодично змінюється від нуля в межплавильний період до максимуму приблизно в середині періоду продувки. Якщо прийняти, що проміжок часу від випуску до випуску 35 хв. (тобто приблизно 40 плавок на добу), а тривалість інтенсивного окислення вуглецю 10 хв., то з 1440 хв. добового часу лише $10 \cdot 40 = 400$ хв. на добу конвертер покидають гази, що є ВЕР.

2) Відхідні конвертерні гази несуть із собою значну кількість плавильного пилу (в окремі періоди до 250 г/м^3). Викид таких запиленних газів в атмосферу неприпустимий і за санітарними, і по екологічним, і з економічних норм (пил складається в основному з оксидів заліза). Тому всі конвертери обладнані системами очищення газів, що відходять з тим, щоб

утилізувати пил, уловлену в цих системах. У даному зв'язку конвертер є частиною єдиної системи: конвертер - охолоджувач (котел - утилізатор) - газоочисний пристрій – димосос, пристрої для викиду газів в атмосферу або для їх утилізації.

Використання конвертерного газу залежить від способу відведення газу з конвертера. Можливі три способи: з повним допалюванням СО конвертерного газу, з частковим допалюванням і без допалювання.

а) з повним допалюванням (додатково виділяється тепло певною мірою використовується в котлі-утилізаторі);

б) з частковим допалюванням (при максимальному виділенні газів допалюється тільки частина СО, інша частина СО згорає на свічці на виході з системи; при зменшенні виділяються газів кількість СО, що згорає на свічці, зменшується; в результаті забезпечується по ходу всієї продувки більш рівномірна робота котла-утилізатора при постійній продуктивності димососа; як при повному, так і при частковому допалюванні об'єми газів внаслідок підсосу повітря суттєво (в 3-4 рази) зростають;

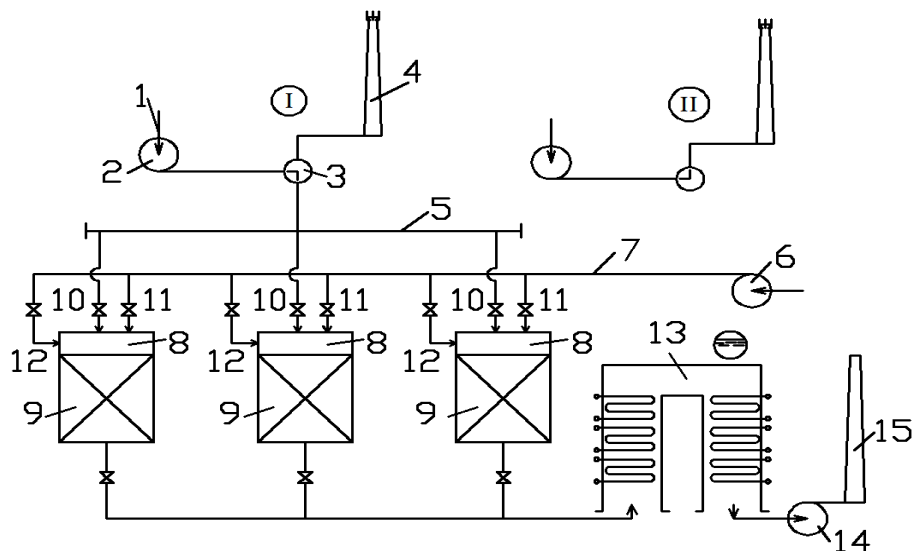
в) без допалювання. В останньому випадку зазор між горловиною конвертера і котлом-утилізатором герметизують. Об'єм газів, що очищається при цьому в 3-4 рази менше, ніж при роботі з допалюванням, що спрощує і здешевлює організацію газоочистки. Виділені після очищення газу збирають в газгольдері. Їх можна використовувати як паливо (містять 70-85 % СО, теплота згорання 8-10 кДж/м³) або сировину для хімічної промисловості. Вітчизняна промисловість поки не має значного досвіду такої роботи. Основна маса конвертерних газів використовується для отримання пари і піддається при цьому охолодженню до (200-500 °С) в котлах-утилізаторах, після чого направляється на газоочистку. Сучасні котли-утилізатори мають паропроductивність до 300 т/год. і більше.

У використанні конвертерного газу застосовують в основному два напрямки: використання газу для виробництва пари (теплове) і в якості палива (паливне).

9.4.1 Використання конвертерного газу для виробництва пари

При відведенні газу з повним допалюванням виробництво пари відбувається в ОКГ, яким обладнано більшість газовідвідних трактів конвертерів. При цьому використовується як фізична, так і хімічна теплота конвертерного газу.

При відведенні газу без допалювання в ОКГ використовується тільки фізична теплота газу. Для використання хімічної енергії газу котел-утилізатор розміщують поза газовідвідним трактом конвертера. Проблема періодичності виходу газу може бути вирішена шляхом застосування теплоаккумуляторів, наприклад, у вигляді регенеративних теплообмінників (рис.8.5).



1 - газохід від газоочистки; 2 - димосос газовідвідного тракту конвертера; 3 - перекидний клапан; 4 - димова труба з допалюючим пристроєм (свічка); 5 - колектор конвертерного газу; 6 - повітродувка; 7 - повітряний колектор; 8 - камера згорання; 9 - насадка регенератора; 10 - подача конвертерного газу на спалювання; 11 - подача повітря для спалювання конвертерного газу; 12 - подача повітря на охолодження насадки; 13 – котел-утилізатор; 14 і 15 - димосос і димова труба теплоутилізаційної установки.

Рисунок 9.5 - Схема використання теплоти конвертерного газу для виробництва пари із застосуванням регенеративних теплоаккумуляторів

Виробництво пари за схемою включає дві стадії:

1 стадія. У період виходу газу з конвертера під час продувки очищений і охолоджений газ, що відводиться з конвертера без

допалювання, спалюють у камерах згорання 8. Продукти згорання розігрівають насадку регенератора, а залишок теплоти продуктів згорання після регенераторів (залишкова температура продуктів згорання 800-900 ° С) використовується в котлі-утилізаторі для вироблення пари.

2 стадія. У міжпродувний період перекидний клапан встановлюють в позицію II (рис.8.5). Димосос працює на зниженій продуктивності, а повітря, яке проходить через газовідвідний тракт, направляють на свічку.

Через насадки регенератора по черзі, пропускають повітря від повітродувки. Повітря нагрівається до 800-900 ° С і направляється в котел-утилізатор, де його теплота використовується для вироблення пари.

Таким чином досягається постійна і безперервна паропроодуктивність котла-утилізатора.

Кількість теплоаккумуляторів (n) відповідає відношенню:

$$n = \tau_{\text{мпп}} / \tau_{\text{пр}}, \quad (8.2)$$

де $\tau_{\text{мпп}}$ - час міжпродувального періоду;

$\tau_{\text{пр}}$ - час продувки.

Наприклад: $n = \tau_{\text{мпп}} / \tau_{\text{пр}} = 45 \text{хв} / 15 \text{хв} = 3$ теплоаккумулятори.

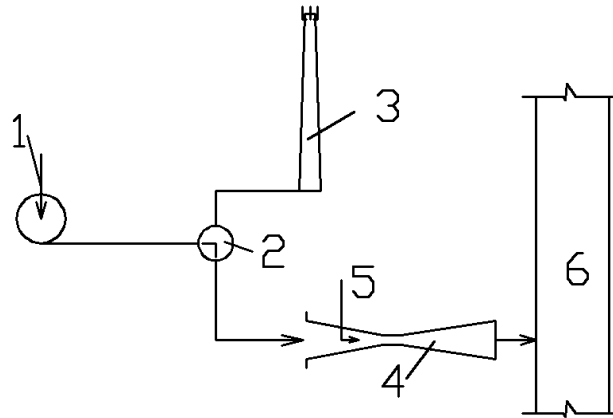
Переваги схеми: вирішення проблеми періодичності і можливість стабільного вироблення пари енергетичних параметрів для приводу турбогенераторів або турбоповітродувок на ТЕЦ- ПВС.

Недоліки: великі капітальні витрати, пов'язані із застосуванням громіздких регенеративних теплообмінників

9.4.2 Використання конвертерного газу як палива

При використанні конвертерного газу як палива проблема періодичності виходу конвертерного газу може бути вирішена двома способами:

1. Подача конвертерного газу в період його виходу з конвертера в мережу іншого газу, наприклад, доменного (рис.8.6).



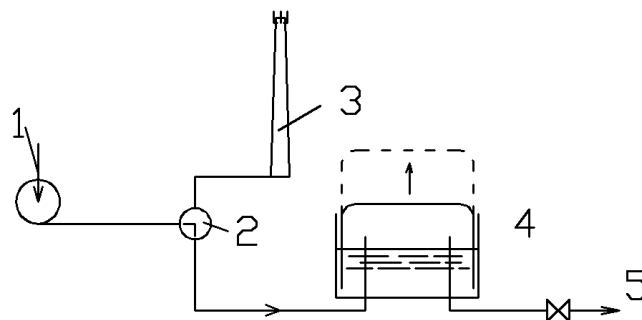
1 - газохід від газоочистки ; 2 - перекидний клапан ; 3 - димова труба з допалюючим пристроєм (свічка); 4 - ежектор для ежекції конвертерного газу і підвищення його тиску; 5 - ежектуючий газ високого тиску, наприклад, природний газ; 6 - газопровід доменного газу

Рисунок 9.6 - Схема подачі конвертерного газу в мережу доменного газу

Подача конвертерного газу в газопровід доменного газу відбувається під час виходу газу з конвертера. Перевага газопроводу доменного газу обумовлена великими розмірами газопроводу, а, отже, його високою акумулюючою здатністю.

Недолік схеми полягає в періодичному коливанні тиску і теплоти згорання газу в газопроводі доменного газу, що вимагає передбачити додаткові пристрої для стабілізації роботи пальникових пристроїв споживачів палива.

Подача конвертерного газу в період його виходу з конвертера в газгольдер (рис.9.7).



1 - газохід від газоочистки; 2 - перекидний клапан; 3 - димова труба з допалують пристроєм (свічка) ; 4 - газгольдер мокрого типу; 5 - подача конвертерного газу споживачу.

Рисунок 9.7 - Схема подачі конвертерного газу в газгольдер:

Конвертерний газ надходить в газгольдер під час продувки конвертера. Витрачається газ з газгольдера як під час продувки, так і в міжпродувний період.

Переваги схеми: можливість широкого діапазону використання конвертерного газу як палива.

Недоліки:

1. Великі капітальні витрати на спорудження газгольдерів. До схеми, представленої на рисунку 8.7, слід додати пристрій для доочистки конвертерного газу, нагнітачі для підвищення тиску газу і складну систему автоматики, що забезпечує надійність функціонування схеми.

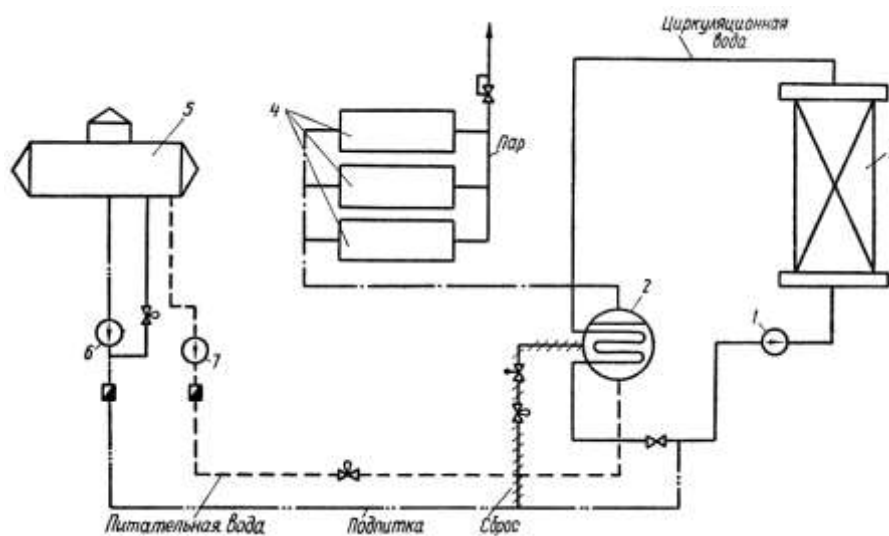
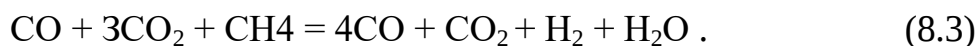
2. Великі розміри газгольдерів, що вимагає, крім великих капітальних витрат, великі виробничі площі для розміщення газгольдерів на території підприємства. Діаметри газгольдерів для сучасних киснево-конвертерних цехів складають до 60-80 м.

3. Вибухонебезпечність газгольдерів, що вимагає створення навколо газгольдерів охоронної зони, що займає додаткові виробничі площі для розміщення газгольдерів.

4. Недостатня надійність роботи газгольдерів мокрого типу при негативних температурах зовнішнього повітря, що характерно за кліматичними умовами для всіх підприємств України, які мають киснево-конвертерні цехи.

Крім перерахованих способів утилізації гарячі конвертерні гази можна використовувати і як відновник залізорудної сировини, і для попереднього нагрівання завантажуваного в конвертер брухту (рис.8.8). Використання газів як відновника дуже заманливо, але тільки після охолодження, так як у випадку твердофазного відновлення бажано мати температуру близько 1050

° С (тобто газу необхідно охолоджувати). У Магнітогорському гірничо-металургійному інституті запропонована технологія так званої енергохімічної акумуляції, сутність якої полягає в добавці в відхідних конвертерних газах певної кількості CH_4 . У результаті реакції підвищується теплота його згорання, збільшується його кількість,



1 - циркуляційний насос; 2 - барабан-випарник; 3 - ОКГ, 4 - акумулятори; 5 - деаератор; 6 - підживлюючий насос; 7 - живильний насос.

Рисунок 9.8 - Двоконтурна схема ОКГ Укренергочормет

У деяких цехах охолодження газів перед їх надходженням до труби Вентурі для очищення здійснюється в трьох ступенях: кесонної частини, водогрійних радіаційних охолоджувачів конверторних газів (ВОКГ) і скрубберної частини.

Кесонна частина виконується у вигляді двох циліндрів різних діаметрів, між якими циркулює технічна вода. Нагріта до 320 К вода скидається в систему оборотного циклу. Над кесонною частиною встановлюється друга ступінь охолодження - ВОКГ, яка виконується у вигляді екранованого радіаційного газовідводу і має П - подібну компоновку. З ВОКГ конверторні гази надходять в мокрі скрубери зрошення

для остаточного охолодження і попереднього очищення перед надходженням в труби Вентурі.

У схемі ВСЖГ - 130 підігріта на 20-30 К нижче температури насичення циркуляційна вода скидається в розширювачі, роль яких виконують акумулятори Рутса. Виділяється при цьому пара тиском до 0,05 МПа видаляється в атмосферу.

Сутність двоконтурної системи ОКГ, розробленої Укренергочормет (рис. 8.8), полягає у відведенні тепла газів до циркулюючої в замкнутому контурі (первинний контур) воді при T_H і $P=4,7$ МПа з подальшою віддачею її тепла для вироблення пари $P=1,1 \div 1,6$ МПа у вторинному контурі (барабані-випарнику). Для вирівнювання подачі пари в мережу встановлено парові акумулятори Рутса.

Практичне завдання №4

Задача 4. Із загальної кількості тепла, використовуваного в період продувки τ'_1 в охолоджувачі конверторних газів (ОКГ), частина його залежно від коефіцієнта витрати повітря α витрачається для вироблення пари, а частина акумулюється в «гарячій» воді в акумуляторі циркуляційного типу. У міжпродувний період τ_2 і під час продувки, коли немає газовиділення τ''_1 , на вироблення пари витрачається хімічне і фізичне тепло газгольдерних газу і тепло, закумульоване в «гарячій» воді. У період τ'_1 парогенератор живиться водою з системи водопідготовчого цеху, а в період $\tau_2 + \tau''_1$ - сумішшю «гарячої» води з акумулятора і «холодної» води з водопідготовчого цеху. Кількість акумульованого тепла в «гарячій» воді визначається з умови забезпечення стабільної паропродуктивності парогенератора-охолоджувача в продовж всього циклу конверторної плавки сталі. Дані для розрахунку ОКГ за 300-тонним конвертором – ОКГ-300 наведено нижче:

Садка конвертера G , т

300+N

Тривалість продувки τ_1 , хв.	17
Тривалість газовиділення τ_1' , хв.	13
Тривалість продувки без газовиділення τ_1'' , хв.	4
Тривалість паузи τ_2 , хв.	44
тривалість циклу τ , хв.	61
Вихід конверторного газу B , м ³ за продувку	$18544+n_1n_2+N$
Температура конверторного газу T , К	$1870+n_2$

Параметри пари

Тиск P , МПа	4,5
Температура перегріву $T_{n,n}$, К	$720+ N$
Температура живильної води $T_{n,e}$, К	$370+n_2$

де n_1 , n_2 , N – відповідно передостання, остання цифри номера залікової книжки і номер варіанта за списком журналу.

Склад конверторного газу наведений нижче (приймається для всіх варіантів однаковий склад газу):

Склад конверторного газу	CO ₂	CO	O ₂	N ₂	H ₂ O	V _e
На виході з горловини конвертора, % за об'ємом	11,8	83,7	3,92	0,45	0,13	100
У охолоджувачі з урахуванням часткового спалювання газу з $\alpha = 0,1$ (через присоса повітря через нещільності газоходу)	$\frac{0,272}{24,58}$	$\frac{0,683}{61,9}$	—	$\frac{0,147}{13,4}$	$\frac{0,0013}{0,12}$	$\frac{1,103}{100}^*$
За охолоджувачем з урахуванням дисоціації CO ₂ і H ₂ O, що направляється в газгольдер газу	$\frac{0,18}{16,28}$	$\frac{0,775}{70,2}$	—	$\frac{0,147}{13,4}$	$\frac{0,0013}{0,12}$	$\frac{1,103}{100}^*$

* В чисельнику склад газу вимірюється в м³/м³, в знаменнику – в % по об'єму.

Теоретичні відомості викладені в методичних вказівках

Приклад розрахунку

Фізичне тепло конверторних газів,

$$q_{\phi} = I_{\Gamma} + I_{\gamma},$$

де $I_z = 2460 \text{ кДж/м}^3$ - фізичне тепло конверторних газів;

$I_y = 280 \text{ кДж/м}^3$ - фізичне тепло виносу;

$$q_\phi = 2460 + 280 = 2740 \text{ кДж/м}^3.$$

Хімічне тепло конверторних газів

$$q_x = V_{CO} Q_{H(CO)}^p,$$

де $V_{CO} = 0,837 \text{ кДж/м}^3$ - зміст CO в газі;

$Q_{H(CO)}^p = 12,64 \text{ МДж/м}^3$ - теплота згорання CO,

$$q_x = 0,837 \cdot 12,64 = 10,58 \text{ МДж/м}^3.$$

Розрахунок паропроодуктивності ОКГ.

Середня паропроодуктивність D_{np} в період продувки, кг/за продувку,

$$D_{np} = \frac{(q_\phi + q_x^{np}) B \eta \frac{\tau_1}{\tau_1'}}{\Delta i_{пог} + q_{ак} \frac{\tau_2 + \tau_1'}{\tau_1'}} = \frac{(2740 + 785) 18596 \cdot 0,85 \frac{17}{13}}{3037,702 + 229,909 \frac{44 + 13}{13}} = 18009,537,$$

де q_x^{np} - хімічне тепло конверторних газів, яке реалізується при $\alpha=0,1$ з урахуванням дисоціації CO_2 ,

$$q_x^{np} = (CO_H + CO_{г.г.}) Q_{H(CO)}^p = (0,837 - 0,775) 12640 = 785,$$

$\eta = 0,85$ – коефіцієнт використання тепла конверторних газів.

$\Delta i_{пог}$ - тепло, яке витрачається в ПВГ для виробництва 1 кг пари в період продувки, кДж/кг

$$\Delta i_{пог} = i_{п.п} - i_{п.в} + 0,01P(i_{н.в} - i_{п.в}) = 3391,09 - 423,28 + 0,01 \cdot 10(1122,2 - 423,28) = 3037,702$$

де $i_{п.п}, i_{п.с}, i_{н.с}$ - відповідно ентальпії перегрітої пари, живильної води, ентальпія води при температурі насичення [1]; вибираються за $T_{п.п}$ и $T_{п.с}$,

$q_{ак}$ - кількість акумульованого тепла на кожен кілограм виробленої пари, кДж/кг,

$$q_{ак} = \Delta i_{ког}^{па} \frac{q_{пр}}{q_{па} v_r} - \frac{\tau_1'}{\tau_2 + \tau_1''} \Delta i_{ког} = 2946,57 \frac{3525}{8946 \cdot 1,103} - \frac{13}{44+4} 3037,702 = 229,909,$$

де $\Delta i_{ког}^{па}$ - тепло, яке витрачається в ПВГ на вироблення 1 кг пари в період $\tau_2 + \tau_1''$, кДж/кг (в наступному перевіряється),

$$\Delta i_{ког}^{па} = 0,97 \cdot \Delta i_{ког} = 0,97 \cdot 3037,702 = 2946,57,$$

$q_{пр}$ - тепло конверторних газів, що використовується в період продувки, кДж/м³,

$$q_{пр} = q_{\phi} + \Delta v_{CO}^{\varepsilon} Q_{н(СО)}^p = 2740 + (0,837 - 0,775) 12640 = 3525,$$

$q^{па}$ - тепло, що віддається 1 м³ газів з газгольдера в період $\tau_2 + \tau_1''$, кДж/м³

$$q^{па} = q_{\phi}^{г.г} + v_{CO}^{г.г} Q_{н(СО)}^p = 76 + 0,702 \cdot 12640 = 8946.$$

Середня годинна продуктивність ПВГ в період $\tau_2 + \tau_1$, кг/за цикл,

$$D_{па} = \frac{q^{па} B v^{гг} \eta \frac{\tau}{\tau_2 + \tau_1''}}{\Delta i_{ког}^{па}} = \frac{8946 \cdot 18596 \cdot 1,103 \cdot 0,85 \frac{61}{44+4}}{2946,57} = 67268,959.$$

Середня годинна продуктивність ПВГ в період $\tau_2 + \tau_1$, кг/за продувку,

$$D_{па} = D_{па} \cdot \frac{\tau_2 + \tau_1''}{\tau} = 67268,959 \cdot \frac{44+4}{61} = 52932,95.$$

Кількість акумульованої води з ТВ в період продувки, кг / за продувку,

$$G_{ак} = \frac{Q_{ак}}{(i_{нв} - i_{пв})_{1,1}} = \frac{1,523 \cdot 10^7}{(1122,2 - 423,28)_{1,1}} = 19809,784,$$

де $Q_{ак}$ - кількість акумульованого тепла в період продувки, кДж / за продувку

$$Q_{ак} = D_{пр} q_{ак} \frac{\tau_2 + \tau_1''}{\tau_1'} = 18009,537 \cdot 229,909 \frac{44+4}{13} = 1,523 \cdot 10^7.$$

Ентальпія води на вході в економайзер в період $\tau_2 + \tau_1''$, отримана в результаті змішування води з акумулятора з $i_{нв}$ і живильної води $i_{не}$, кДж/кг

$$i_{\text{в}}^{\text{па}} = \frac{G_{\text{ак}} i_{\text{н.в}} - (D_{\text{па}} - G_{\text{ак}}) 1,1 i_{\text{п.в}}}{G_{\text{ак}} + (D_{\text{па}} - G_{\text{ак}}) 1,1} = \frac{19809,784 \cdot 1122,2 - (52932,95 - 19809,784) 1,1 \cdot 423,28}{19809,784 + (52932,95 - 19809,784) 1,1}$$

$$i_{\text{в}}^{\text{па}} = 121,0436.$$

Об'єм води в акумуляторі за $v_{\text{в}}=0,0012757 \text{ м}^3/\text{кг}$,

$$V_{\text{в}} = G_{\text{ак}} v_{\text{в}} = 19809,784 \cdot 0,0012757 = 25,271.$$

Об'єм акумулятора з урахуванням 10% запасу,

$$V_{\text{ак}} = 1,1 \cdot V_{\text{в}} = 1,1 \cdot 25,271 = 17,7981.$$

Тепло, що витрачається в ПВГ на вироблення 1 кг пари в період $\tau_2 + \tau_1''$ визначимо за формулою, кДж/кг

$$\Delta i_{\text{ког}}^{\text{па}'} = i_{\text{пп}} - i_{\text{в}}^{\text{па}} + 0,08(i_{\text{н.в}} - i_{\text{п.в}}) = 3391,09 - 121,0436 + 0,08(1122,2 - 423,28) = 3325,96$$

Отримане значення порівняємо з раніше отриманими і розрахуємо похибку обчислень, %

$$\Delta = \frac{\Delta i_{\text{ког}}^{\text{па}'} - \Delta i_{\text{ког}}^{\text{па}}}{\Delta i_{\text{ког}}^{\text{па}'}} 100\% = \frac{3325,96 - 2946,57}{3325,96} 100\% = 11,4.$$

Отримана похибка більше 5%. Виконуємо наближення. Для цього підставимо $\Delta i_{\text{ког}}^{\text{па}'}$ з п.9 замість значення $\Delta i_{\text{ког}}^{\text{па}}$ в п.3.1. Наближення по п.п.3-9 виконуємо до тих пір, поки похибка не стане менш 5%. Виконавши наближення для нашого прикладу отримуємо остаточну похибку.

$$\Delta = \frac{\Delta i_{\text{ког}}^{\text{па}'} - \Delta i_{\text{ког}}^{\text{па}}}{\Delta i_{\text{ког}}^{\text{па}'}} 100\% = \frac{3133,42 - 3100}{3133,42} 100\% = 1,07$$

10 ОХОЛОДЖЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ УСТАНОВОК

10.1 Системи примусового охолодження і особливості теплообміну

В НИХ

У високотемпературних вогнетехнічних установках безліч конструктивних елементів (деталей) знаходяться в зонах високих температур, і надійна робота їх залежить від застосування системи примусового охолодження.

Розрізняють два типи охолоджуваних елементів печі (кесонів): порожнисті, або коробчасті (рис. 9.1), і трубчасті (рис. 9.2).

Під порожнистими розуміють такі елементи, в яких швидкість руху потоку в порівнянні зі швидкістю в підвідному трубопроводі знижується в кілька разів.

Захист від перегріву і руйнування зовнішніх огорожень робочої камери печі високотемпературними продуктами згорання і розплавом необхідна для всіх плавильних печей, оскільки їх вогнетривка футеровка працює в особливо важких умовах і швидко зношується.

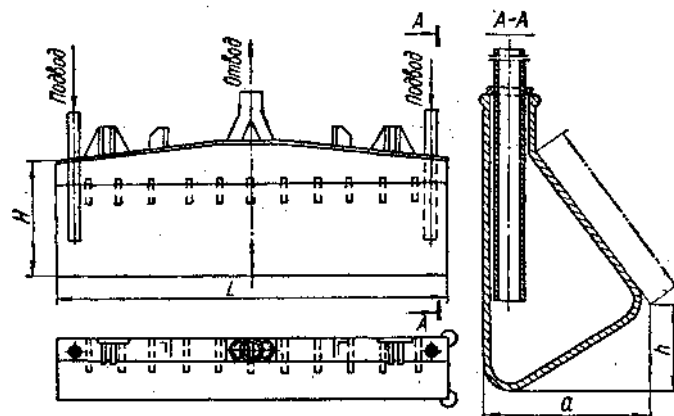


Рисунок 10.1 - Порожній кесон

Прикладом відводу надлишкового тепла технологічного процесу може служити поверхня нагріву, розташована в киплячому шарі при випалюванні сульфідних матеріалів. Такий випадок супроводжується виділенням тепла

екзотермічних реакцій, надлишкову кількість якого слід відводити щоб уникнути неприпустимого підвищення температури шару. Температура випалу є найбільш важливим параметром процесу.

У нагрівальних прокатних печах з двостороннім обігрівом металу примусове охолодження здійснюється в подових трубах та інших елементах, розташованих у зоні високих температур (рис. 9.3).

Водяне охолодження. Примусове охолодження елементів високотемпературних печей донедавна здійснювалося тільки технічною водою, що нагрівається до температури не вище 310 - 315 К. Більш висока кінцева температура води виключається щоб уникнути випадання накипу всередині охолоджуваних елементів, наслідком чого з'явився б їх перегрів і перевитрата.

Водяне охолодження здійснюється за проточною і зворотному схемами. Витрата охолоджуючої води залежить від її якості та конструкції охолоджуваних елементів. Незначне нагрівання на 5-15 К вимагає дуже великої витрати води. Зменшення в'язкості води з підвищенням температури сприяє збільшенню коефіцієнта тепловіддачі від стінки до води.

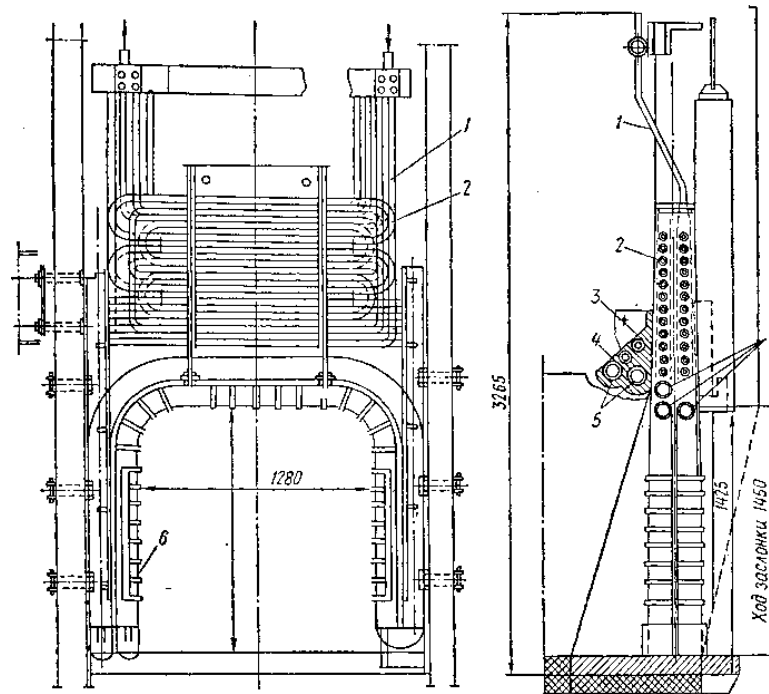


Рисунок 10.2. - Рама завалочного вікна і п'яткова балка трубчастого типу
1 - підвідні вертикальні труби; 2 - змійовики; 3, 5 - трубна система балок, 4 – корпус; п'яткова балка; 6 - подковообразні труби

Коефіцієнт тепловіддачі α_2 від стінки до води визначається за формулою, (Вт/(м²·К),

$$\alpha_2 = 232 \sqrt[3]{\Delta T}, \quad (10.1)$$

де T - різниця температур стінки елемента і води.

Значення коефіцієнта тепловіддачі при вимушеному русі води в трубчастих елементах, виходячи із загального рівняння тепловіддачі при поздовжньому русі крапельних і пружних рідин, можна визначити за рівнянням, Вт/(м²·К),:

$$\alpha = 0,027 \cdot \frac{\alpha}{d} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \text{Re}^{0,8} \quad (10.2)$$

$$\alpha = 0,027 \cdot \frac{\alpha}{d} \cdot \left(\frac{\mu \cdot g \cdot C_p}{\lambda} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{W_p}{\mu} \right)^{0,8}$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);

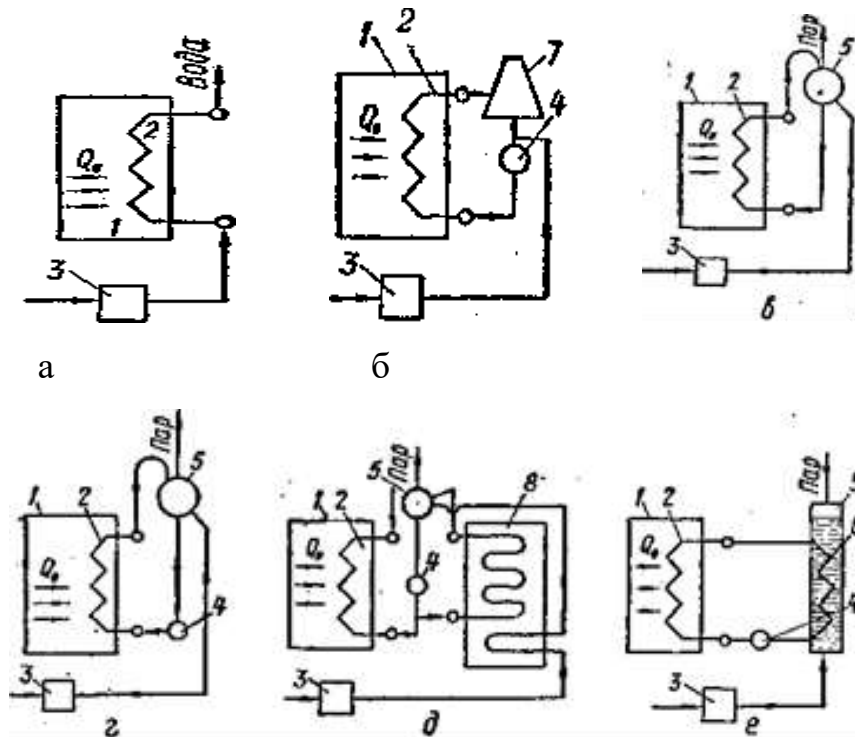
d - внутрішній діаметр трубки, м;

μ - коефіцієнт динамічної в'язкості, Н·с/м;

C_p - теплоємність при постійному тиску, кДж/(Кг · К);

W - середня швидкість води, м/с;

ρ - щільність води, кг/м³.



а - проточне водяне охолодження; б-оборотне водяне охолодження; с-випарне охолодження з природною циркуляцією; г-випарне охолодження з примусовою циркуляцією; д- випарне охолодження в комплексі з ПВГ; е- двоконтурне випарне охолодження; 1-робоча камера; 2-система охолодження; 3- живильний насос, 4 - циркуляційний насос; 5 - барабан; 6 - випарна система; 7 - градирня, 8 - ПВГ.

Рисунок 10.3 - Принципові схеми примусового охолодження елементів високотемпературних печей

Рівняння (10.2) можна записати так, (Вт/(м² · К))

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{\lambda}{d} Nu,$$

$$\alpha_2 = B \frac{(\rho W)^{0.8}}{d^{0.2}}, \quad (10.3)$$

де B - коефіцієнт, що залежить від теплопровідності, теплоємності та динамічної в'язкості теплоносія, а також від його температури.

Вода широко застосовується в якості теплоносія для охолодження конструктивних елементів високотемпературних печей.

До основних недоліків систем водяного охолодження слід віднести:

а) низьку температуру охолоджуючої води (310-315 K), що практично виключає можливість використання тепла. Зазвичай її скидають у каналізацію (при прямоточному водопостачанні) або охолоджують у градирнях (при оборотному водопостачанні). Виникає при цьому тепловідвід в навколишнє середовище досягає значної величини – 20-40 ГДж/год. на один пічний агрегат;

б) значні витрати електроенергії на підйом і перекачування великої кількості води (до 300-500т/год. на один пічний агрегат при тиску 0,3-0,4 МПа). Виробничий комплекс заводу при цьому ускладнюється водним господарством великої продуктивності.

Випарне охолодження. Сутність випарного охолодження полягає в охолодженні конструктивних елементів печей хімічно очищеною водою, причому тепло, яке відводиться від охолоджуваних деталей витрачається на випаровування води. Охолоджувані деталі приєднані двома трубами до барабана - сепаратора. За опускною трубою вода з барабана-сепаратора підводиться до деталі, по підйомній трубі пароводяна суміш відводиться в барабан-сепаратор. Тут пара відділяється від води і надходить у паропровід. Вода в системі циркулює безперервно. При цьому можливе застосування природної циркуляції, заснованої на різниці щільності води в опускній трубі і пароводяної суміші в підйомній трубі, і примусовою, здійснюваною циркуляційними насосами. Вода, відведена у вигляді пари, заповнюється живильною водою, яка подається в барабан - сепаратор.

В системі випарного охолодження тепло, яке відводиться використовується для вироблення пари D в кількості, (кг/с):

$$D = \frac{K_n Q_o}{\Delta i} = \frac{K_n Q_p}{i_{н.п} - i_{п.в}}, \quad (10.4)$$

де K_n - коефіцієнт нерівномірності;

Q_0 - кількість тепла, що відводиться кДж/с;

Δi_p - приріст ентальпії пари, кДж / кг;

$\Delta i_{п.н}$ - ентальпія насиченої пари, кДж / кг;

$\Delta i_{п.в}$ - ентальпія живильної води, кДж / кг.

При цьому витрата води скорочується відповідно співвідношенню Δi_p : Δi_v . Витрата живильної води M_p визначається за формулою, (кг/с):

$$M_p = D \left(1 + \frac{P_1 + P_2}{100} \right), \quad (9.5)$$

де P_1 - втрати продувочної води, % (кількість продувочної води для системи випарного охолодження зазвичай приймається (5-10 %);

P_2 - втрати води в системі, % (включаючи промивання й виток втрати води становлять приблизно 3-5 %).

Отже, розрахункова кількість живильної води $M_{п1}$, необхідної для охолодження, складі, (кг/с):

$$M_{п1} = (1,1 \text{ — } 1,2) D. \quad (10.6)$$

Витрата циркуляційної води, (кг/с):

$$G = K_p D, \quad (10.7)$$

де K_p - розрахункова кратність циркуляції, тобто кількість кілограмів води, що циркулює в системі, витрачається для отримання 1 кг пари.

Основні переваги випарного охолодження в порівнянні з водяним

1. Підвищення стійкості охолоджуваних деталей (у 5-10 разів), зменшення прогарів деталей і простоїв печі, викликаних заміною прогорілих деталей.

2. Значне зменшення витрат води і в зв'язку з цим зниження витрати електроенергії на її подачу до пічних агрегатів. Відпадає необхідність у спорудженні громіздких і дорогих водоводів, перекачувальних насосних станцій та установок для поворотного охолодження води (градирень, бризкальних басейнів, ставків та ін.)

3. Зниження витрати палива в заміщуючих установках у зв'язку з можливістю використання тепла охолоджуваних елементів печей. Практика експлуатації системи випарного охолодження показує, що використання тепла охолоджуваних елементів металургійних печей становить 8-10 % парового балансу заводу.

Недоліки випарного охолодження:

1. Значне зменшення витрат води (у 20-80 разів) і у зв'язку з цим застосування досконалих методів водопідготовки, необхідних для виключення накипформування на поверхні кесонів при випарному охолодженні.

Слід врахувати, що питоме теплосприйняття печей всіх типів різко змінюється як за часом робочої кампанії, в залежності від зносу вогнетривкої футеровки кесонів (ізоляція подових труб), так і для різних за температурних умов ділянок печей. Дуже велика величина питомого теплосприйняття окремих (оголених) ділянок систем охолодження пояснюється потужною радіацією високотемпературного факела і розпечених мас металу, шлаку і вогнетривкої кладки. Ці особливості теплосприйняття необхідно враховувати при забезпеченні надійності систем примусового охолодження високотемпературних печей.

Надійність роботи механічно навантаженого (що знаходиться під тиском) металу визначається головним чином його температурою, тому що всі показники міцності металу різко знижуються при підвищенні цієї температури. Температуру теплосприйняття металевої стінки (для спрощення вважаємо її плоскою) можна визначити за рівнянням, К,

$$T_M = T_o + q_n \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right), \quad (10.8)$$

де T_o - температура охолоджуючого середовища, К;

q_n - щільність теплового потоку, Вт/м²;

α_2 - коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, Вт/(м²•К);

δ_M, δ_n - товщина стінки металу і накипу, м;

λ_M, λ_n - коефіцієнт теплопровідності металевій стінки і накипу, відповідно, Вт/(м•К).

Оскільки коефіцієнт теплопровідності накипу вкрай низький $\lambda_n = 1,12 \div 0,12$ Вт/(м•К), то навіть невелика товщина шару накипу буде різко збільшувати тепловий опір і температуру стінки металу кесона.

З рівняння (9,8) слідує, що важливою умовою надійної роботи систем випарного охолодження, крім забезпечення відповідної якості живильної і парогенераторної води, є запобігання виникнення високого паровмісту суміші. Трубчасті елементи з підвищеною швидкістю примусової циркуляції володіють в цьому відношенні перевагами в порівнянні з коробчастими кесонами, працюючими при малій і часто нестійкій природній циркуляції.

Високі питомі теплові навантаження окремих елементів випарного охолодження плавильних печей створюють помітний перепад температури і в металевій стінці, особливо коробчастих кесонів. Наприклад, приймаючи теплопровідність сталі рівної 50 Вт/(м•К), отримуємо при $q_n = 500$ кВт/м² величину $\Delta T_M = 525$ К для коробчастих кесонів з товщиною стінки 25 мм і $\Delta T_M = 300$ К для трубчастих елементів при товщині стінки 2,5 мм.

Для відведення великих теплових потоків величина коефіцієнта тепловіддачі від стінки кесона до пароводяної суміші α_2 повинна бути не менше 10 кВт/(м²•К). Із загального розрахункового рівняння (7.3) слідує, що для досягнення таких значень α_2 необхідно: застосовувати підвищену швидкість циркуляції (не менше 0,8-1,0 м/с); використовувати малі еквівалентні діаметри каналів, або труб; працювати при підвищеному та

високому тиску пари, коли підвищується одночасно щільність пароводяної суміші і числовий коефіцієнт в рівнянні (9.3). Таким чином, підвищення тиску пари і перехід на трубчасті кесони підвищує надійність роботи високотемпературних печей.

Охолодження високотемпературними теплоносіями. Для зниження тиску охолоджуючого теплоносія при одночасному підвищенні його температурного рівня можна використовувати охолодження кесонів високотемпературними теплоносіями. У цьому випадку в самих кесонах повинен циркулювати високотемпературний теплоносій при атмосферному тиску і температурі нижче його температури кипіння, а пароутворення має відбуватися в випарній системі другого контуру. Температура кипіння найбільш перспективних високотемпературних теплоносіїв (дифенільних сумішей, нітрато-нітритна і рідкометалевих теплоносіїв) при $P = 0,1$ МПа вище 525 К. Розплавлені метали посідають особливе місце серед теплоносіїв, володіючи відносно високою теплопровідністю, малою в'язкістю і високою температурою кипіння. Ці властивості дають можливість використовувати деякі рідкі метали в якості теплоносіїв при температурах до 973 К, при яких інші теплоносії (у тому числі вода і органічні теплоносії) не придатні. В якості теплоносіїв застосовують натрій, калій, літій, їх сплави, а також ртуть, олово, вісмут, свинець і їх сплави.

При проходженні в процесі циркуляції через теплообмінник високотемпературної рідини, нагрітої до 525 К, у другому контурі теплообмінника за рахунок використання тепла цієї рідини можна отримати пар тиском $P = 4$ МПа.

На Орському нафтопереробному заводі в якості охолоджувача трубок каталітичного реактора застосовується нітрато-нітритна суміш (53% KNO_3 , 40% NaNO_3 і 7% NaNO_2)

При гарнісажному кесонуванні обмежених поверхонь металургійного агрегату можна використовувати рідкометалеві (наприклад, фурменого

пояса конвертора) теплоносії. Для цього рекомендується застосовувати евтектичну суміш свинцю і вісмуту (44,5 % Pb і 55,5 Bi), що характеризується високою температурою кипіння і відносно низькою температурою плавлення ($T_{\text{пл}} = 396,5 \text{ K}$, $T_{\text{кип}} = 1953 \text{ K}$, $C = 0,147 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$). Головна перевага цього теплоносія - забезпечення повної безпеки роботи. Основні вимоги, пропоновані до конструкції кесонів з рідкометалевим теплоносієм, наступні:

- а) досить високий коефіцієнт тепловіддачі від стінки кесону до теплоносія і збереження гарнісажного футерування;
- б) мінімальний об'єм кесону для зменшення об'єму теплоносія;
- в) мінімальні температурні деформації кесону;
- г) простота виготовлення і монтажу.

Стійкість схильною найбільшому тепловому впливу поверхні кесона можна підвищити за умови створення на звернення до робочого простору стінці кесона гарнісажу з застиглої розплаву, що виконує в цьому випадку роль футерування. Міцність і стійкість гарнісажного шару можна різко підвищити, застосовуючи ошиповані кесони, попередньо захищені з вогняного боку тонким і щільно прилеглим до металу шаром вогнетривкого набивання. При систематичному і рівномірному впливі розплаву на таку поверхню створюється гарнісажна футеровка, яка відрізняється від простої цегляної кладки великим терміном служби.

Товщина гарнісажного покриття K , як правило, буває невеликою. Наближено вона дорівнює, $(\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K}))$,

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{г.ф}}}{\lambda_{\text{г.ф}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (10.9)$$

де α_1 - коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згорання до труби;

$\delta_{\text{ст}}$, $\delta_{\text{г.ф}}$ - відповідно товщина металевої стінки і гарнісажного футерування;

$\lambda_{ст}, \lambda_{г.ф}$ - відповідно коефіцієнти теплопровідності металевої стінки і гарні сажного футерування;

α_2 - коефіцієнт тепловіддачі від металевої стінки до води.

Тепловий опір, що характеризуються тепловіддачею від розплаву до стінки $1/\alpha_1$ і від стінки до води $1/\alpha_2$, а також тепловий опір тонкої сталевий стінки $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$ невеликі у порівнянні з тепловими опором гарні сажного футерування $\delta_{г.ф}/\lambda_{г.ф}$ цьому в першому наближенні їх можна не враховувати. Тоді з рівняння (9.9),

$$\delta_{г.ф} \approx \frac{\lambda_{г.ф}}{K}. \quad (10.10)$$

Якщо прийняти питомий тепловий потік, що проходить через кесон при шахтній нікелевій плавці, $q = 54 \text{ кВт/м}^2$, а температурний напір від розплаву до охолоджувальної воді $T = 1675 \text{ К}$ і $K = 38,6 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$, то при $\lambda_{г.ф} = 16 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ товщина гарнісажу $\lambda_{г.ф} = 0,03 \text{ м}$.

Відведення надлишкового тепла технологічного процесу. Багато технологічні процеси повинні мати постійну температуру шару. За умови збереження максимальної продуктивності печі підтримка постійної температури шару можлива тільки при регулюванні відводу тепла з нього.

Температуру в киплячому шарі можна регулювати зміною співвідношення шихта - дугтя, вологості шихти або кількості відведеного тепла. Останній спосіб переважніше інших. Зміна кількості відведеного тепла з киплячого шару дає можливість регулювати температуру шару незалежно від технологічних параметрів. За найбільш досконалою схемою (рис. 9.4) циркуляційний насос 2 засмоктує насичений пар з барабана - випарника 1 і перекачує його через змішувачі 3, розташований у киплячому шарі. Тут пар, віднімаючи тепло від киплячого шару, перегрівається і надмірна кількість його надходить при заданих параметрів через РОУ до споживача. Частина перегрітої пари, що бере участь в циркуляції, повертається в барабан - випарник 1 і через сопла 4 вводиться під рівень води. Проходячи через шар води, перегріта пара віддає їй тепло, в результаті

живильна вода перетворюється в насичений пар. Під дією е.р.с. термopар, поміщеної в киплячий шар, змінюється число оборотів, а отже, і продуктивність циркуляційного насосу 2. При цьому змінюється і кількість пари, що надходить у змішувачи 3.

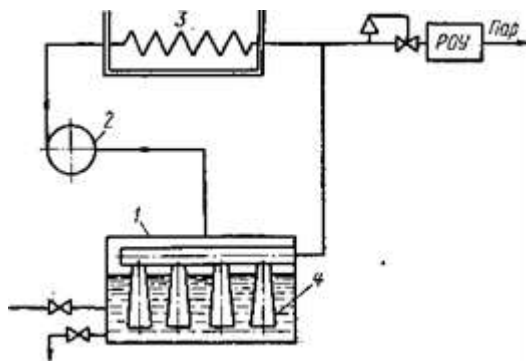


Рисунок 10.4 - Принципова схема регульованого відводу тепла з киплячого шару

10.2 Методи використання тепла охолодження елементів високотемпературних установок

Випарне охолодження доменних печей. До кінця десятої п'ятирічки близько 50 % доменних печей будуть обладнані системами випарного охолодження. На випарне охолодження переводяться всі холодильники і клапани гарячого дуття повітрянагрівача. Прилади повітряних фурм, шлакові прилади і димові клапани повітрянагрівачів залишаються на водяному охолодженні.

Застосування випарного охолодження для холодильників шахти і клапанів повітрянагрівачів значно підвищили їх стійкість. Ці елементи працюють без заміни протягом всієї роботи печі, тобто більше 5 років. Економічний ефект від впровадження випарного охолодження для доменних печей об'ємом в 3000-5000 м³ становить 410-587 тис. руб на рік.

У систему випарного охолодження включені плитові холодильники горна, фурмені зони, заплічники, распар і шахти (рис. 9.5). Захисні охолоджувані елементи - холодильники є чавунні плити з залитими

сталевим трубками, по яких циркулює охолоджуючий теплоносій. Величину діаметра трубок, залитих в чавун для охолодження, мало впливає на зниження температури плити, тому її вибирають тільки з гідравлічними показниками. Гранична допустима температура стінки холодильника, виготовлена з звичайного сірого чавуну (СЧ 15-32), становить 775 К. Холодильники, відлиті з чавуну ЖЧХ - 0,8, забезпечують гарантійну роботу при температурах до 875 К і тиску до 0,8 МПа. Для підвищення надмірного тиску на доменні печі понад 0,8 МПа необхідно холодильники та клапани повітропідігрівачів виготовляти з більш якісних матеріалів.

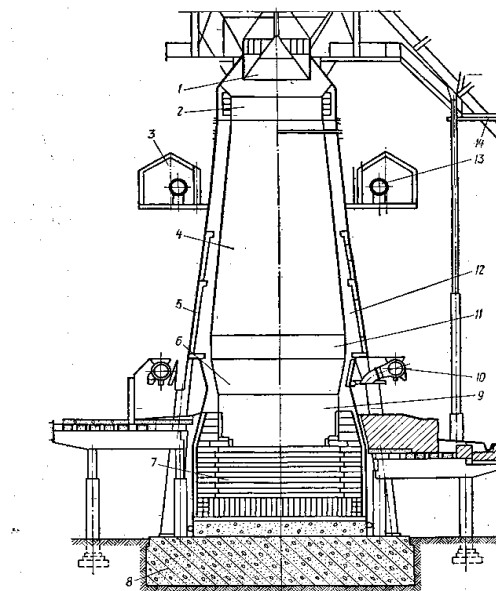


Рис. VII.5. Общий вид доменной печи.

1 - засипний апарат; 2 - колошник; 3 - галерея випарного охолодження; 4 - шахта печі; 5 - холодильники шахти; 6 - запічники; 7 - кладка поду; В - фундамент печі; 9 - горн; 10 - труба гарячого дуття; 11 - распар; 12 - кладка шахти; 13 - барабан-сепаратор; 14 - конструкція піддоменника

Рисунок 10.5 – Загальний вид доменної печі

Сучасна доменна піч втрачає з охолодженням елементів печі до 65 ГДж/год, що становить 0,42-0,65 ГДж на 1 т виплавляемого чавуну(рис. 9.6). У тепловому балансі печі тепловідвід з охолодженням елементів печі складає 3-4%.

Залежність тепловідведення з охолодженням елементів від обсягу печі:

$$Q=(0,233n + 0,875 \sqrt[3]{V}), \quad (10.11)$$

де V - об'єм печі, м^3 ;

n - число повітряних фурм (від 12 до 24 фурм);

K - коефіцієнт , який враховує сорт виплавляемого чавуну.

Для неграничного чавуну $K = 4,2$, ливарного $K = 4,6$ і спеціального $K = 5$.

Паропродуктивність системи випарного охолодження залежить від об'єму доменної печі і становить: для печі об'ємом 1033 м^3 - $4,15 \text{ кг/с}$, для печі об'ємом 2000 м^3 - $5,28 \text{ кг/с}$ (випарне охолодження повітряних клапанів повітропідігрівачів додатково дає $0,7 - 0,8 \text{ кг/с}$). Досвід експлуатації системи випарного охолодження доменних печей показав, що природна циркуляція повністю забезпечує охолодження холодильника печі і клапанів повітропідігрівачів, тому з 1958 р. на всіх установках примусова циркуляція не передбачена.

Компонування холодильників доменних печей здійснюється за двома схемами: однозонної (холодильники всій печі з'єднані по вертикалі в одну зону) і двохзонної (холодильники всій печі ділять на дві зони - нижню і верхню). У зв'язку з підвищенням стійкості холодильників і впровадженням ефективної системи виявлення пошкоджених холодильників, що дуже важливо для надійної експлуатації доменних печей, перевагу віддають однозонній схемі. Двохзонна схема складніше однозонної, більш металоемна і менш зручна в експлуатації.

По периметру доменної печі холодильники ділять на кілька секцій (від двох до шести) . У кожній секції передбачений барабан - сепаратор і разом з комунікаціями він становить самостійний циркуляційний контур. Барабани - сепаратори розташовані над дахом піддоменників, на повітропідігрівачах або на розширеній площадці колошника. Останнє розташування більш раціональне, так як комунікаційні трубопроводи системи випарного охолодження виходять найкоротшими.

Недоліком даної системи є низька стійкість комунікації (не більше 2-3 років) внаслідок зовнішньої корозії. Основною причиною інтенсивної корозії є наявність в атмосфері водяної пари, діоксиду сірки, діоксину вуглецю та інших шкідливих домішок. Насамперед виходять з ладу комунікації, розташовані біля чавунних і шлакових льоток. Для захисту комунікації випарного охолодження від корозії рекомендується застосовувати покриття на основі епоксидної смоли.

На всіх доменних печах з плитовими холодильниками спостерігається нерівномірний розпал футерування, що легко визначити по парозйому з кожної секції. Систематичні заходи парозйому з кожної секції дають можливість стежити за ходом доменної печі і регулювати розпал футерування відповідним підбором шихтових матеріалів, а також ліквідувати односторонній її хід.

Випарне охолодження мартенівських печей. До кінця 1980 р. системою випарного охолодження були обладнані всі мартенівські печі. На випарне охолодження переводять конструктивні елементи верхньої будови печі: фурми пальників. П'ятові балки склепінь, рами завальовальних вікон (рис.9.7). Конструктивні елементи нижньої будови печі поки охолоджуються водою. Відведення тепла елементами випарного охолодження становить близько 90 % загального відводу тепла усіма охолоджуваними елементами печі. Охолоджувані елементи трубчастої форми придатні для роботи при тиску до 4,5 МПа і більше.

Теплове навантаження охолоджуваного елемента в першому наближенні,

$$Q = KF\Delta T, \quad (9.12)$$

де ΔT - різниця температур між продуктами згорання і охолоджуваною стінкою труби , обумовлена звичайним шляхом, K .

Коефіцієнт тепловіддачі в робочому просторі мартенівської печі визначається за формулою,

$$\alpha_1 = 1,1 C_B \frac{0,01 T_{п.с}^4 - 0,01 T_{ст}^4}{T_{п.с} - T_{ст}}, \quad (10.13)$$

де C_B - видимий коефіцієнт випромінювання, віднесений до температури продуктів згорання;

$T_{п.с}$ - середня температура продуктів згорання в розглянутій зоні печі, К;

$T_{ст}$ - середня температура стінки охолоджуваного елемента або поверхні його ізоляції на тих же зонах печі, К.

Видимий коефіцієнт випромінювання,

$$C_B = 5,7 \alpha_c \alpha_{\phi} \frac{1 - \alpha_{\phi} + F_c}{1 + \alpha_{\phi} (F_c - 1)}, \quad (10.14)$$

де α_c , α_{ϕ} - відповідно міра чорноти стінки (охолоджуваного елемента) факела;

F_c - міра розвитку кладки, обчислена по відношенню до поверхні охолоджуваного елемента, зверненої в робочу камеру печі.

Температуру неізолюваної стінки можна прийняти рівною,

$$T_{ст} = T_B + (40 - 50 \text{ К}), \quad (10.15)$$

де T_B - середня температура охолоджуючої води, К.

Для ізолюваного елемента,

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}}}, \quad (10.16)$$

де $\delta_{из}$ - товщина ізоляції (футерування), м;

$\lambda_{из}$ - коефіцієнт теплопровідності ізоляції (футерування).

При розрахунку a_1 за формулою (10.12) для ізолюваного елемента T_c позначає температуру зовнішньої поверхні ізоляції (футерування) (рис. 10.6). Цією температурою попередньо задаються $T_i = (0,9 \div 0,95)$ ТПС. Після обчислення Q за формулою (10.11) необхідно перевірити правильність значення T_c , К:

$$T_c = T_{п.с} - \frac{Q}{KF} . \quad (10.17)$$

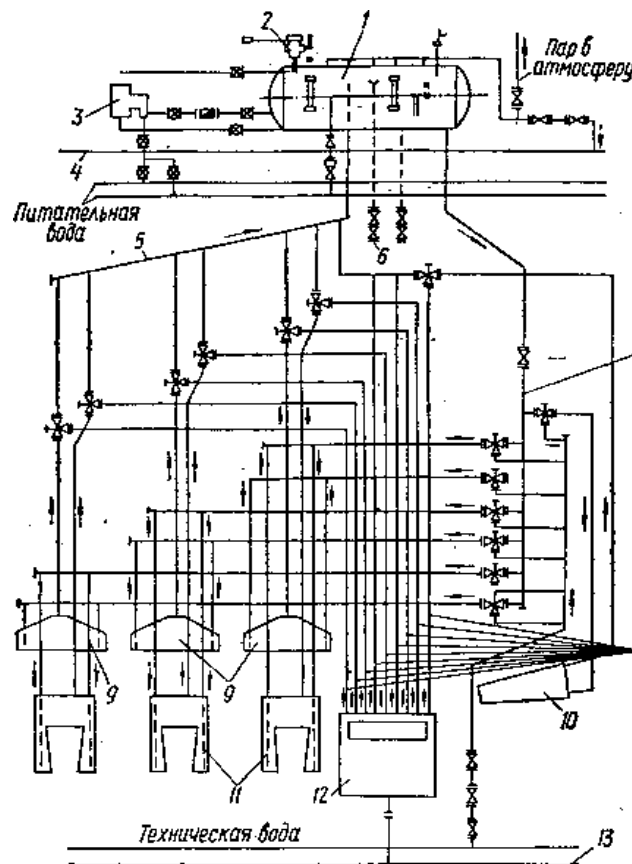
Якщо знайдене значення T_c відхиляється більше , ніж на 10 - 15% від прийнятого, розрахунок повторюють.

Максимальне навантаження на охолоджувальну деталь Q_{max} визначають за формулою,

$$Q_{max} = QK_{max} , \quad (10.18)$$

де Q - середнє теплове навантаження на охолоджувальну деталь;

K_{max} - коефіцієнт нерівномірності для підрахунку максимальних теплових навантажень.



1 - барабан-сепаратор; 2 - запобіжний клапан; 3 - регулятор живлення; 4 – загальноцеховий паропровід; 5 - колектор підйомних труб; 6 - перелив; 7 - колектор опускних труб; 8 - зливні труби; 9 - П'ятова балка; 10 - фурма; 11 - рама завалочного вікна; 12 - зливний бак ; 13 - зливний трубопровід.

Рисунок 10.6 - Колекторна схема випарного охолодження

Мінімальне навантаження на охолоджувану деталь $Q_{\min}$ визначають за формулою,

$$Q_{\min} = QK_{\min}, \quad (10.19)$$

де $K_{\min}$ - коефіцієнт нерівномірності для підрахунку мінімальних теплових навантажень. Охолоджувані елементи підключаються до барабана-сепаратора по індивідуальній чи колекторній схемам. При розташуванні барабана-сепаратора на рівні, перевищує на 10 м рівень верху охолоджуваних деталей, обов'язкове колекторна схема (рис. 9.6), на схемі показана половина печі). Випарне охолодження прокатних печей. основними охолоджуючими елементами прокатних нагрівальних печей (методичних, прямо протитокових, швидкісних та ін..) є подові труби глісажні (поздовжні) і опорні (поперечні). Зазвичай їх виготовляють з труб круглого перерізу. Діаметри і товщина стінок труб визначаються масою спираємого на них нагріваємого металу і геометричними розмірами печі. Подові труби відводять 80-90 % загальної кількості тепла охолодження всіх елементів печі.

Крім подових труб в методичних печах є наступні охолоджувані елементи: опорні змійовики торця посада печі, встановлені над димопадом і служать опорою для поздовжніх труб в цій частині печі, відбійники, балки вікон завантаження і вивантаження металу, п'ятової балки, рами оглядових вікон, направляючі бруси і ін. (рис. 9.7). Теплові навантаження на подові труби можна визначити за формулами з урахуванням особливостей прокатних печей. Розрахунок теплових навантажень подових труб наступний.

Визначається теплове навантаження при повністю ізольованих трубах по окремих зонах печі

$$\sum Q_{\text{из}} = (Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n), \quad (10.20)$$

де Q_1, Q_2, Q_n - теплове навантаження охолоджуваних елементів в даній зоні печі.

Визначається теплове навантаження для неізолюваних труб (ізоляція повністю зруйнована) по окремих зонах печі,

$$\sum Q_{\text{неиз}} = (Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n)_{\text{неиз}}. \quad (10.21)$$

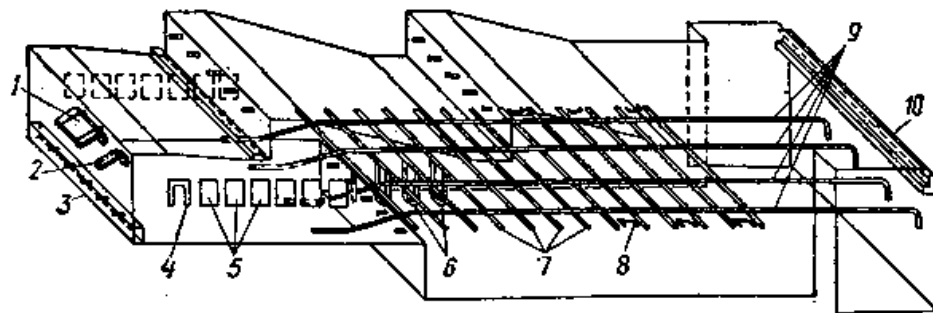


Рисунок 10.7 – Схема розташування охолоджувальних деталей в методичній печі

За знайденим значенням $\sum Q_{\text{из}}$ і $\sum Q_{\text{неиз}}$ визначається середнє теплове навантаження подових труб:

$$\sum Q = \frac{\sum Q_{\text{из}} + \sum Q_{\text{неиз}}}{2}, \quad (10.22)$$

де d - зовнішній діаметр труб, м;

l - довжина труб на даній ділянці (зоні) печі, м;

n - число труб на тій же ділянці ;

K_{Π} - коефіцієнт, що враховує перекриття подовжніх труб поперечними (можна прийняти рівним 0,8-0,9);

$K_{\text{в}}$ - коефіцієнт ізолювання (можна прийняти рівним 0,9).

Особливість роботи горизонтальних труб при випарному охолодженні є можливе розшарування потоку пароводяної суміші перегріву верхньої твірної труби внаслідок низької тепловіддачі від стінки до пару. При забезпеченні швидкостей циркуляції вище мінімально допустимих небезпека розшарування і перенагрівання горизонтальних труб повністю виключається. Для зниження циркуляційної витрати при тій же швидкості циркуляції в трубах діаметром більше 90 мм по осі труби установлюють вставки так, щоб кільцева щілина складала 12-20 мм. Через велику кількість обігрівуючих труб неможливо виконати установку випарного охолодження одноконтурною. Чи необхідно приєднувати до барабану-сепаратору декілька паралельних контурів, об'єднаних в колектори. При цьому потрібно компоувати контури з рівними тепловими навантаженнями і гідравлічними опорами.

У 1969 р. Черметенергоочистка розроблена і впроваджена у виробництво нова схема подових труб методичної печі. На цій печі діаметр поздовжніх труб 108 X 22 мм замінений на 168 X 30 мм, кількість рядів поперечних труб зменшилося з 16 до 7, діаметр поперечних труб 127 x 22 мм замінений на 114 X 18 мм. Крок між поперечними трубами збільшився з 1160 до 3480 мм. У результаті сумарна поверхня охолоджуваних подових труб зменшилася на 28 % (з 116 до 83 м²). Тривала експлуатація нової схеми дала позитивні результати: питома витрата умовного палива зменшилася на 6 %, продуктивність печі збільшилася на 2%.

11 ВИКОРИСТАННЯ ФІЗИЧНОГО ТЕПЛА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОДУКТІВ І ВІДХОДІВ

11.1 Напрямок та загальні схеми використання тепла технологічних продуктів в різних галузях промисловості

Деякі види технологічних продуктів, що випускаються промисловістю, містять запас фізичного тепла, представляє цінний ВЕР. Це тепло можна використовувати в наступних напрямках:

1. Для технологічних цілей в замкнутому регенеративному циклі - підігрів компонентів горіння яких матеріалів, надходжених в технологічну установку. При цьому досягається покращення теплового балансу установки, що є джерелом вторинних енергоресурсів.

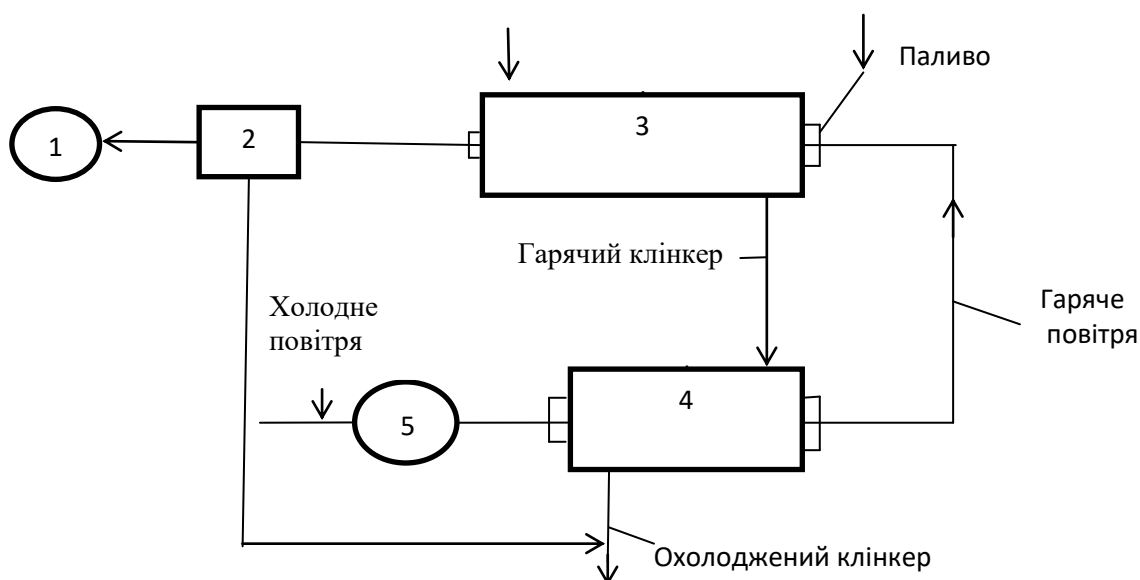
2. Для технологічних цілей в розімкнутому регенеративному циклі. При цьому гарячий продукт передається в наступні ланки технологічного циклу, що покращує тепловий баланс взаємопов'язаних по теплоспоживання ділянок циклу.

3. В розімкнутому енергетичному циклі для тепlopостачання силових, технологічних, опалювально-вентиляційних та інших процесів, а також для виробництва електроенергії з метою поліпшення теплового або електроенергетичного балансу підприємства в цілому.

Використання фізичного тепла технологічних продуктів для технологічних цілей в замкнутому регенеративному циклі. При безперервній видачу технологічного продукту, що має диспергований характер, однорідний фракційний склад і високу температуру, фізичне тепло найбільш раціонально можна використовувати для нагріву дуття, що надходить в дану установку. Цим досягається підвищення температури в робочій камері технологічної установки, що супроводжується збільшенням її продуктивності, а також створюються сприятливі умови для використання менш теплотворна палива. Регенерація тепла технологічного продукту виробляється без спеціальних поверхонь нагріву, так як теплообмін

здійснюється безпосереднім контактуванням нагрівається повітря з охолоджуваним продуктом, який має розвинену поверхню тепловіддачі.

Великі можливості для нагріву дуттьового повітря технологічними продуктами має ряд виробництв будівельної промисловості: виробництво цементного клінкера, керамзиту, вапна та інших будівельних матеріалів. Виробництво цих матеріалів здійснюється в обортових випалювальних печах при температурах близько 1900 К, що видають безперервно готовий сипучий продукт з температурою 1100-1400 К. Охолодження продукту до температури 350-400 К в спеціальних холодильниках може забезпечити нагрівання повітря до 550-800 К (рис.10.1). В якості холодильників застосовуються обортові барабани, установки з киплячим шаром і інші пристрої.



1 - тяговий пристрій, 2 – газоочистка, 3 - обпалювальна піч, 4 - холодильники клінкера, 5 – вентилятор.

Рисунок 11.1 - Принципова схема установки для охолодження клінкера і нагріву повітря

При видачі технологічного продукту в рідкому стані з невисокою температурою фізичне тепло його можна використовувати в замкнутому регенеративному циклі для підігріву вихідної сировини. Наприклад, у нафтопереробній промисловості продукти перегонки з температурою 550-

650 К використовуються для підігріву сировини як в стадіях перегонки, так і попередньо перед вогневими печами.

Особливо ефективно таке використання за умови поєднання потокового і великотоннажного виробництва з високою температурою продукції, наприклад на металургійних заводах з повним виробничим циклом, де рідкий чавун з доменного цеху надходить у мартенівські печі або конвертори, а тепло гарячих сталевих злитків використовується в протилежних цехах. Фізичне тепло рідкого чавуну в прибутковій частині теплового балансу мартенівської печі складає близько 20 % , що значно знижує питому витрату палива на 1 т сталі в порівнянні з плавкою на холодній шихті.

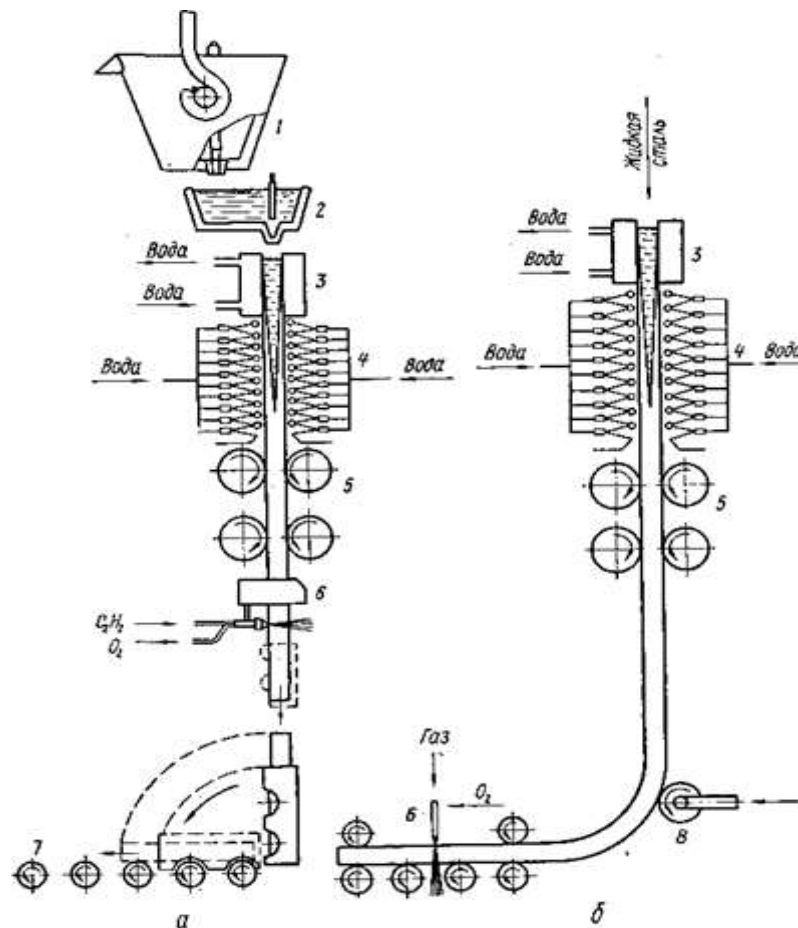
Конверторна плавка сталі здійснюється на безпаливному режимі , тому прямої економії палива від використання фізичного тепла чавуну не дає. Однак, враховуючи, що в прибутковій частині теплового балансу конвертора це тепло становить близько 30%, можна судити про непряму економію палива в порівнянні з мартенівським виробництвом.

Складніше вирішується використання фізичного тепла сталевих злитків в прокатних цехах. Сталеплавильні агрегати видають плавки періодично і великою тоннажністю, по 200-900 т, а прокат проводиться безперервно і по одному (рідко по два) злитку вагою 5-15 т, тому доводиться затримувати злитки на деякий час на проміжному складі, де вони остигають. Охолонувши злитки перед подачею в прокатні стани підігрівають до 1525 - 1575 К в нагрівальних колодязях. Для економії палива в прокатних цехах важливо зберегти високу температуру злитків , що подаються в нагрівальні колодязі. При виконанні цієї умови скорочується питома витрата палива на тонну продукту, підвищується продуктивність нагрівальних колодязів, зменшується угар, а отже, збільшується вихід придатного металу. Однак на багатьох металургійних заводах у зв'язку з великими труднощами узгодження роботи мартенівського і прокатного виробництв зберегти високу температуру злитків не вдається.

Хороші результати по максимальному використанню тепла злитків дає метод безперервного розливання сталі, вперше застосований в 1953 р. на Новотульському металургійному заводі. При безперервному розливанні сталь з ковша заливається в водоохолоджуваній кристалізатор, який являє собою вертикальну з порожніми стінками камеру. Поперечний переріз вільного простору камери відповідає формі і розмірами отриманої заготовки. У простір, утворений порожнистими стінками камери, надходить вода під тиском близько 0,6 МПа. Швидкість руху води в камеру 5-10 м/с. Рідка сталь, стикаючись з холодними стінками, частково (з периферії) твердне. Напівзатверділий злиток переміщається (витягується) у вертикальному або похилому положенні. При виході з кристалізатора заготовля інтенсивно зрошується водою, завдяки чому відбувається вторинне охолодження і повна кристалізація металу. Затверділий метал розрізається газокисневими різаками на заготовки необхідної довжини, які надходять на прокатні стани.

В установках безперервного розливання сталі використовується частино фізичне тепло розплавленого металу в кристалізаторі, частково безпосередньо у прокатному цеху, так як безперервність розливання сталі дозволяє узгодити темп видачі заготовок з кристалізатора з темпом використання їх у прокатному цеху. Найбільш раціонально тепло металу в кристалізаторі можна використовувати, застосовуючи випарне охолодження. В даний час застосовуються установки безперервного розливання сталі вертикального баштового типу і вертикального типу (рис. 10.2) з вигином заготовки в горизонтальне положення. Кристалізатори виконуються зазвичай збірними з мідних стінок в сталевому кожусі. Циркуляція води здійснюється в просторі між внутрішніми мідними стінками і зовнішнім стальним кожухом. Висота кристалізатора вибирається залежно від поперечного перерізу зливка і становить від 600 до 2000 мм. Крім енергетичної ефективності безперервне розливання сталі дає ще великий технологічний і економічний ефект, а саме:

1. Скорочується тривалість циклу від випуску сталі до отримання заготовки.
2. Створюється можливість відливати заготовки будь-якого профілю.
3. Зменшуються загальні капітальні витрати на будівництво заводу з установками безперервного розливання сталі в порівнянні з заводом, призначеним для роботи за старою схемою, так як відпадає необхідність у обтискових верстатах, стриперних відділень, нагрівальних колодязях та обладнанні, пов'язаному з цими цехами.
4. Зменшуються витрати на виробництво напівфабрикату в зв'язку з зменшенням потреби в робочій силі, підвищенням продуктивності праці, збільшенням виходу придатного металу на 6-12 % за рахунок обрізу заготовки, підвищенням якості злитків і зменшенням енергетичних витрат на транспортні засоби та кранове обладнання.



- 1 - ківш; 2 - проміжна ємність; 3 - кристалізатор; 4 - зрошувальні холодильники; 5 - механізм витягування заготовок; 6 - газорізка; 7 - рольганг; 8 - ролики - випрямлячі

Рисунок 11.2 - Схема установки безперервного розливання сталі

Останнім часом розроблені і застосовані більш ефективні установки з радіальним кристалізатором. Швидкість витягування заготовок на цих установках на 25% більше, ніж на установках вертикального типу.

Використання фізичного тепла технологічних продуктів в розімкнутому енергетичному циклі можливо у випадку, коли регенеративні методи непригодні, а температурний потенціал і запас цього виду ВЕР визначають доцільність його використання.

Найбільш характерним у цьому відношенні є коксове виробництво. Фізичне тепло розпеченого коксу не можна використовувати для технологічних цілей, оскільки час контактування його з повітрям повинно бути мінімальним. Для швидкого охолодження коксу та запобігання його чаду в даний час широко застосовується мокре гасіння. При цьому фізичне тепло коксу втрачається повністю. ПВГіршується також якість коксу, так як зростає вихід дрібних фракцій. Застосування замість охолодження коксу водою так званого сухого гасіння коксу інертними газами з використанням їх для отримання пари є актуальною задачею, виконання якої дасть можливість підвищити економічність акумулятора гарячого коксу.

Накопичення коксу в форкамері необхідно для забезпечення безперервної роботи установки в зв'язку з періодичною подачею коксу. Форкамеру розраховано на прийом розпеченого коксу з однієї печі. Через завантажений в бункер розпечений кокс знизу вгору продуваються інертні гази, які при цьому нагріваються до 1073 К і надходять у парогенератор МПЦ, де охолоджуються до температури 433 К. Після охолодження гази за допомогою вентилятора (димососа) нагнітаються в нижню частину бункера.

Для початкового приготування інертних газів достатньо заповнити гасильний бункер розпеченим коксом і включити в роботу вентилятор. Для запобігання вигорання коксу в процесі експлуатації установки, утворення вибухонебезпечної суміші при підсосі повітря, а також просочування в навколишнє середовище продуктів згорання, передбачені необхідні заходи

щодо її герметизації, а також безпосереднє з'єднання блоків: гасильний бункер - парогенератор - вентилятор . Завдяки цьому в установці виключені поперечні зв'язки газового тракту між блоками і знижена ймовірність підсосів повітря.

Сухе гасіння коксу має переваги перед мокрим гасінням, а саме:

1. Забезпечується більш висока твердість коксу і збільшується на 10-15% вихід великих фракцій .
2. Підвищується теплота згорання за рахунок зниження вологи до 1-2% в порівнянні з 5-10 % при мокрому гасінні.
3. Економиться близько 40 кг умовного палива на 1 т коксу за рахунок отримання 400 кг пари енергетичних параметрів.
4. Підвищується енергетична цінність відходів коксу (коксовий пил , горішок) .
5. Знижується витрата води.
6. Поліпшуються умови роботи гасильного вагону і знижується корозія металоконструкцій.

Собівартість 1 т пари, отриманої на установці сухого тушіння коксу, в 2,5-3 рази менше собівартості пари, виробленої звичайними котельнями коксохімічних заводів , а установка окупається приблизно за 2,5 року.

Розрахунок теплового балансу камери гасіння коксу установки наступний.

Прихід тепла

Тепло охолодження коксу, Вт

$$Q_{o.k.} = Q_{г.к} - Q_{х.к} = G(C_1 T_1 - C_2 T_2) \quad (11.1)$$

де $Q_{г.к}$ і $Q_{х.к}$ - тепло, внесене в камеру з гарячим і виведений з холодним коксом, Дж /с;

G - кількість охолоджуваного коксу, кг / с;

C_1 і C_2 - теплоємність коксу при температурі завантаження та видачі, Дж/(кг•К);

T_1 і T_2 - температура коксу при завантаженні та видачі, К.

Тепло чаду коксу, Вт

$$Q_{y.k} = \frac{G \cdot \varphi_k \cdot Q_H}{100} \quad (11.2)$$

де φ_k - угар коксу при гасінні, з практичних даними приймається

0,1%;

Q_H - тепло згорання коксу, Д /кг.

Витрата тепла нагріву циркулюючих газів,

$$Q_{ц.г.} = V_{ц.г.} (C' T' - C'' T'') \quad (11.3)$$

де $V_{ц.г.}$ - об'єм газів, які у системі, м³ / с;

C' і C'' - теплоємність газів на виході і вході камери гасіння, Дж / (м³ • К);

T' і T'' - температури газів на виході і вході камери гасіння, К.

Втрати тепла з витоком газів, які у системі, Вт:

$$Q_{в.г.} = G \cdot \varphi_k \cdot V_{вз} (C_{п.г.} \cdot T_{п.г.} - C_{вз} \cdot T_{вз}) , \quad (11.4)$$

де $C_{ц.г.}$ - теплоємність циркулюючих газів, які втрачаються в атмосферу, Дж/(м³•К);

$T_{ц.г.}$ - температура циркулюючих газів, К;

$C_{вз}$ - теплоємність повітря, Дж / (м³ • К);

$T_{вз}$ - температура повітря, К;

$V_{вз}$ - об'єм повітря для спалювання (чаду) 1 кг коксу по реакції $C + O_2 = CO_2$, м³/кг;

$$V_{вз} = \frac{22,4}{12} \cdot 4,76 \cdot m = 8,9 \cdot m , \quad (11.5)$$

де m - коефіцієнт, що враховує вміст золи в коксі;

4,76 - об'єм повітря, який припадає на 1 м³ кисню, м³.

Втрати тепла в атмосферу поверхнею камери гасіння,

$$Q_{o,k} + Q_{y,k} = Q_{цг} + Q_{y,г} + Q_{п}, \quad (11.6)$$

$$V_{цг} = \frac{G(C_1 T_1 - C_2 T_2) + G\phi_k Q_n - G\phi_k V_B (C_{цг} T_{цг} - C_{вз} T_{вз}) - (\alpha_L + \alpha_K)(T_{п} - T_{вз})F}{C'T' - C''T''}$$

$$Q_{п} = (\alpha_L + \alpha_K)(T_{п} - T_{вз})F \quad (11.8)$$

де α_L і α_K - коефіцієнти тепловіддачі випромінюванням і конвекцією в атмосферу.

Для практичних розрахунків можна прийняти $\alpha_L + \alpha_K = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$T_{п}$ - температура поверхні камери (середня) К;

F - зовнішня поверхня камери, м^2 .

З рівняння теплового балансу визначаємо об'єм газів, що циркулюють в системі.

Коефіцієнт корисної дії камери гасіння розраховується без обліку тепла чаду коксу,

$$\eta_{к.т.} = \frac{Q_{ГК} - Q_{ХК}}{Q_{ГК}} \cdot 100\% \quad (11.9)$$

Час гасіння визначається за формулою ,

$$\tau = \frac{(C_1 T_1 - C_2 T_2)\gamma_k}{(1,1\Delta T_{ср} k_F S_F)}, \quad (11.10)$$

де C_1 і C_2 - теплоємність коксу при температурі T_1 і T_2 , відповідно, Дж/(кг•К);

T_1 - температура завантажувального коксу, К;

T_2 - температура охолодженого коксу, К;

γ_k - об'ємна маса коксу, $\text{кг}/\text{м}^3$;

1,1 - коефіцієнт об'ємного розпушення засипу коксу в рухомому шарі;

ΔT_{cp} - середня логарифмічна різниця температур коксу і газу, К;

S_F - поверхня коксу, м/м³;

k_F - коефіцієнт теплопередачі, розраховується за формулами для насадки, Вт/(м²•К);

$$k_F = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_F} + \frac{r}{2\lambda}}, \quad (11.11)$$

де r - радіус шматка коксу, м;

λ - середній коефіцієнт теплопровідності шматка коксу, Вт/(м•К);

α_F - сумарний коефіцієнт теплопередачі від коксу до газу, Вт/(м²•К).

Цей коефіцієнт дорівнює,

$$\alpha_F = \frac{9,7 \cdot w_0^{0,5}}{d_{cp}^{0,33}}, \quad (11.12)$$

$$F_k = \frac{V_k}{w}, \quad (11.13)$$

$$\alpha_F = \alpha_L + \alpha_K, \quad (11.14)$$

де α_L - коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від коксу до газу, можна прийняти рівним 2,3 Вт / (м² • К);

α_K - коефіцієнт теплопередачі конвекцією від коксу до газу, Вт / (м² • К);

ω - швидкість газів в межкусковом просторі м/ с;

$d_{cp}^{0,33}$ - гідравлічний діаметр межкускового простору, м².

Об'єм робочої частини камери гасіння (без урахування форкамери) складе, м³,

$$V_k = \frac{G \cdot \tau_p}{5 \cdot 10^2}, \quad (10.15)$$

де τ_p - розрахункова тривалість гасіння, яка з урахуванням експериментального коефіцієнта 1,7, що враховує нерівномірність сходу коксу та розподілу дуття, дорівнює 1,7 т;

$5 \cdot 10^2$ - об'ємна маса коксу.

Висота робочої частини камери,

$$H = \frac{V_k}{F_k}, \quad (10.16)$$

$$V_\phi = \frac{2 \cdot \tau_{\text{ц}} \cdot n \cdot G_p}{k(\tau_k - z \cdot \tau_{\text{ц}}) \cdot 5 \cdot 10^2}, \quad (10.17)$$

$$k = \frac{G_b}{G_k} \quad (10.18)$$

Об'єм форкамери V_ϕ визначається із умови забезпечення не безперервної роботи парогенератора без зниження продуктивності по пару (при циклічній зупинці на двох батареях для ревізії і ремонтів безперервно діючого устаткування та машин коксового цеху).

При розміщенні установок сухого гасіння коксу в кінці блоку доцільно користуватися двома короткими зупинками (циклами) по 0,75 год.; при розміщенні проти вугільної вежі можна користуватися однією установкою тривалістю 1,5 год.

Значною кількістю фізичного тепла технологічних продуктів, яке не може бути використане для технологічних цілей, розташовують нафтопереробні та хімічні підприємства. Здебільшого це тепло втрачається з охолоджуючої водою, на що витрачається величезна кількість води. У ряді районів країни у зв'язку з недостатнім дебітом природних водних джерел, доводиться створювати складну систему оборотного водопостачання.

Тепло, що відводиться з охолоджувальною водою, можна раціонально використати для теплопостачання або вироблення електроенергії за схемою

із замкнутою циркуляцією теплоносія. Таке використання тепла дає значну економію палива, зменшує витрату охолоджуючої води і спрощує систему водопостачання. Докладно ці питання розглядаються в наступному розділі.

11.2 Фізико - хімічні характеристики технологічних відходів

Принципові схеми їх використання

До технологічних відходів, що має запас фізичного тепла, відносяться: відвальні шлаки чорної і кольорової металургії, паливні шлаки, що утворюються при високотемпературних процесах горіння палива з рідким шлаковидаленням, недогарки з колчеданних печей сірчаноокислотного виробництва, вода безперервної і періодичної продувки парогенераторів та систем випарного охолодження та ін. Основним видом технологічних відходів є відвальні шлаки. Шлаки являють собою металургійний розплав різних оксидів, що виходить при пірометалургійних процесах виплавки, рафінування і переплавлення металів, їхніх сплавів, штейнов, шпейз і пр. Шлаки утворюються з порожньої породи руд або рудних концентратів, з продуктів реакцій розкислення або окислення, з оксидів одержуваного металу, золи палива, а також із продуктів роз'їдання футеровки.

Найбільша кількість шлаків з високою температурою, що досягає 1473-1873 К, утворюється в процесах чорної і кольорової металургії. Відносна величина втрати тепла зі шлаками в процесах кольорової металургії має високе значення, що досягає в окремих випадках 35 %. Однак абсолютна величина цієї втрати в чорній металургії набагато більше, ніж у цвітній у зв'язку з великомасштабним виробництвом.

Ефективність і методи використання фізичного тепла рідких шлаків залежать від режиму видачі шлаку, його складу і теплофізичних властивостей. Періодичність видачі шлаку ускладнює процес використання його як джерела ВЕР, проте за наявності на сучасних заводах декількох металургійних печей і спеціальних копильника цей недолік можна усунути.

Склад шлаків в різних металургійних процесах різноманітний і може змінюватися в межах одного і того ж процесу і агрегату при зміні складу шихти. Шлаки можуть містити агресивні компоненти, наприклад сірчисті сполуки, які викликають інтенсивну корозію металу. Розрізняють шлаки основні з перевагою основних оксидів і кислі з перевагою кислотних оксидів. Показником є відношення суми основних оксидів до суми кислотних, взятих у відсотках за масою ($\text{CaO} : \text{SiO}_2 - f - 0,634 \text{ P}_2\text{O}_5$) . У порівнянні з металом шлаки мають невелику щільність, тому вони спливають і знаходяться на поверхні металургійного розплаву, що створює сприятливі умови для їх випуску. Величина щільності шлаку є функцією щільності його компонентів, найважливіші з яких має наступну щільність (в г/см^3) при температурі 293 К: CaO - 3,40 ; SiO_2 - 2,26 , FeO - 5,70 ; Fe_3O_3 - 5,24; MnO - 5,40.

Найбільший вплив на щільність шлаку надають важкі компоненти: FeO , Fe_2O_3 і MnO .

При використанні фізичного тепла шлаків необхідно враховувати теплофізичні властивості шлакових розплавів: теплоту і температуру плавлення, в'язкість, ентальпію .

Теплота плавлення шлаків залежить від їх вмісту і коливається в межах від 40 до 200 Дж/кг.

Температура плавлення шлаків являє собою розтягнутий інтервал, при якому шлаки з пластичного стану переходять в рідкий. Різниця між температурами початку плавлення і повної рідкоплавкості є функцією кислотності шлаку. Чим вища кислотність шлаку, тим більше інтервал плавлення передбачає використання тільки фізичного тепла шлаку. У комплексному енергонапрямку теплоносій, охолоджуючий шлак, використовується для енергетичних потреб, а остиглий шлак піддається переробці для одержання технологічної продукту .

Оскільки шлаки переходять у твердий стан при високих температурах (1173-1273 К), використання основної кількості тепла їх повинно

відбуватися в твердій фазі, що практично можливо тільки при гранулюванні шлаку.

Серед різних за принципом і конструктивним виконанням рішень використання фізичного тепла шлаку можна виділити наступні:

1. Використання тепла води при грануляції шлаку для цілей теплофікації .
2. Використання тепла шлаку на нагрів повітря, що надходить для горіння палива.
3. Використання тепла пари, отриманої при грануляції шлаку водою , в роботі абсорбційних холодильних машин.
4. Використання тепла шлаку при повітряній його грануляції для вироблення пари високих параметрів.

Для цілей теплофікації тепло води при грануляції шлаку використовується на деяких заводах кольорової металургії. За однією з схем (рис. 10.3) шлак з електропечі 1 з температурою близько 1623 К надходить в жолоб 2 , в якому гранулюється зворотною водою, що подається насосом 7. Гранульований шлак разом з водою надходить у відстійник 3. У цьому відстійнику осідає основна маса гранул , а вода по трубопроводу перетікає в наступний відстійник 4, в якому осідають дрібні частинки шлаку. Далі нагріта шлаком вода самопливом перетікає в цистерну - акумулятор 6, де нагріває в теплообмінниках 5 воду для опалення та душових. Установки такого типу дають значну економію палива в заміщуючій котельні, однак мають ряд недоліків. Основними недоліками є: сезонність використання тепла шлаків, низька температура нагріву теплофікаційної води, інтенсивна корозія металу в контурі забрудненої води та необхідність частих чисток теплообмінників від занесення їх шлаком.

Використання тепла шлаку на нагрівання повітря становить значний інтерес як з енергетичної, так і з технологічної позицій. Це пояснюється тим, що при повітряній грануляції рідкого шлаку повітря можна нагріти до високої температури (1173-1273 К) і використовувати не тільки як гаряче

дугтя при горінні палива з низькою теплотою згорання, але і як теплоносії для отримання пари в парогенеруючій установці. Гранульований же сухим методом шлак є цінним матеріалом для будівельної промисловості. Однак слід зазначити, що високоефективним і надійним в експлуатації методом повітряної грануляції для великомасштабного виробництва промисловість в даний час не має.

Основною труднощами при повітряній грануляції шлаку є дроблення струменя рідкого шлаку на однорідні за розмірами і формою шлакові гранули. У сучасних установках для цієї мети застосовуються механічний і пневматичний методи (рис. 10.4). В установці, розробленій Уральським політехнічним інститутом, струмінь рідкого шлаку 1 направляється на лопасті мідного пропелера 2, що обертається зі швидкістю 3000 об/хв.

Роздроблена пропелером струмінь шлаку в скрубєрі 3 охолоджується повітрям, що поступає з циклону 7 з температурою 500 К. В циклоні 5 шлак відділяється від повітря і надходить для остаточного охолодження в скрубєр 6. Гаряче повітря 4 з температурою 873 К з циклону 5 направляється до споживачів, а холодний - вентилятором 9 в скрубєр 6 гранульований шлак 8 з гранулами розміром 0,5 мм і температурою 400 К вивантажується з циклону 7. Продуктивність установки складає 10 т шлаку на годину при висоті скрубєрів 10 м і діаметрі скрубєра 3 - 0,5 м, скрубєра 6 - 0,4 м.

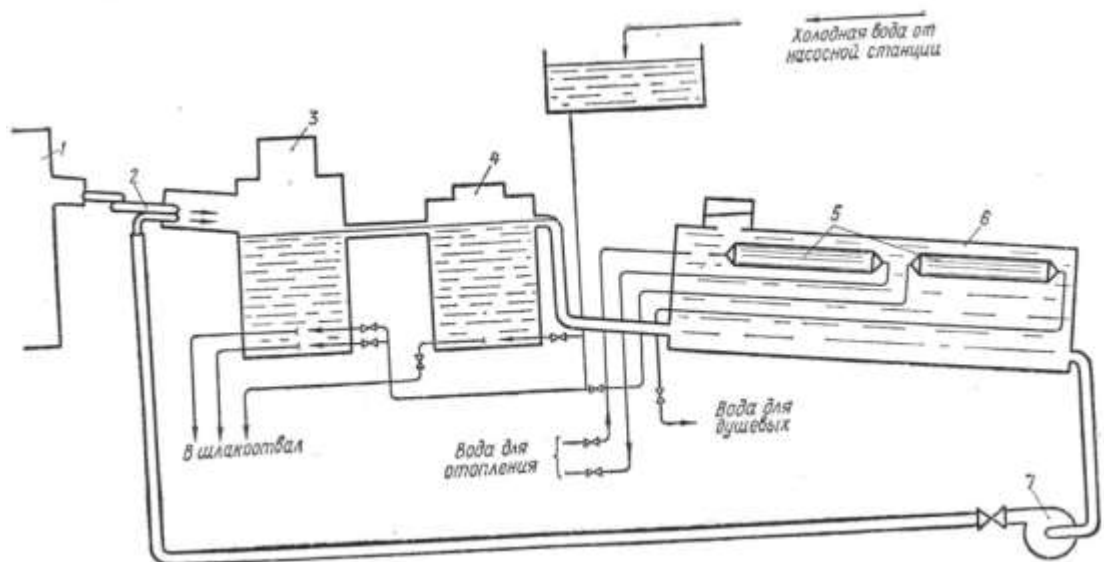


Рисунок 11.3 - Схема використання тепла води при грануляції шлаку

Аналіз роботи різних установок первинної переробки шлаку багатотоннажних виробництв призводить до висновку, що використання фізичного тепла шлаку слід розглядати одне тимчасово з поліпшенням технічної переробки і транспортування його від плавильних печей. З цієї точки зору грануляція шлаку(рис. 11.5).

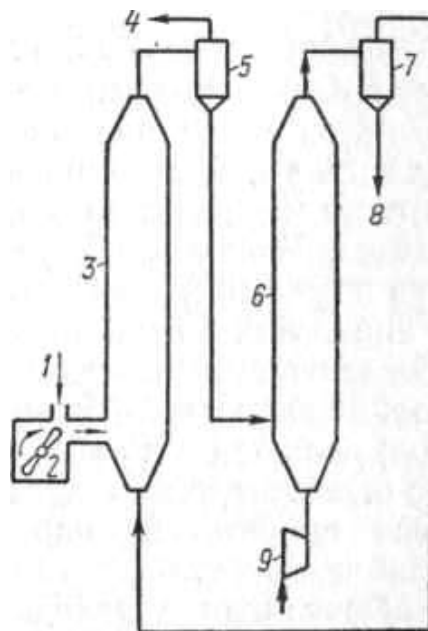


Рисунок 11.4 - Схема установки повітряної грануляції шлаку

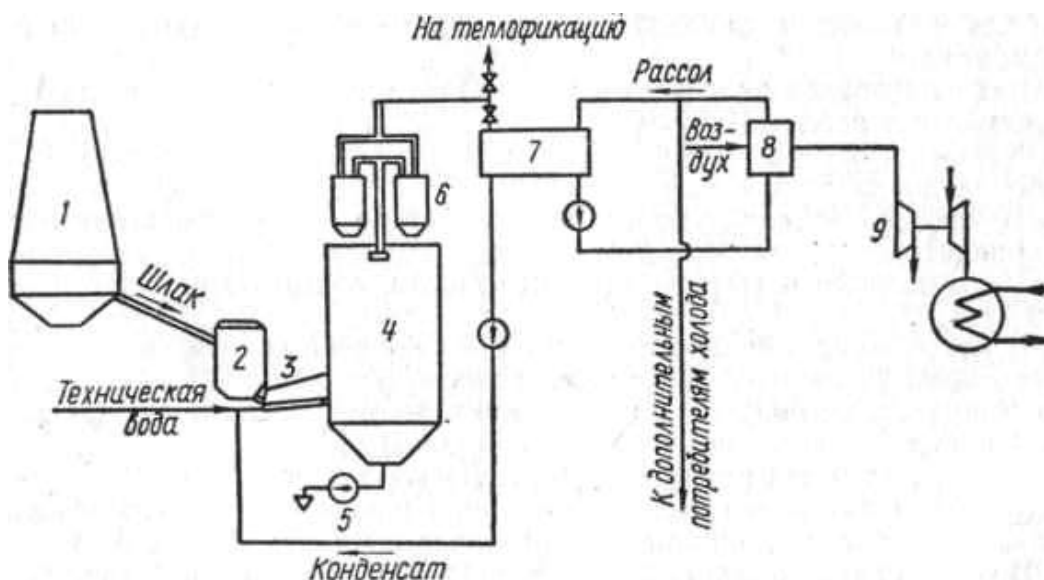


Рисунок 11.5 - Схема установки грануляції доменного шлаку водою і використання отриманої пари в абсорбційних холодильних машинах

Вода і гідротранспортування її від плавильних печей є найбільш перспективною. Інститутом Гіпробудматеріали та Київським політехнічним

інститутом розроблена установка грануляції доменного шлаку водою з наступним використанням отриманої при грануляції пари в абсорбційних холодильних машинах.

Шлаки з доменної печі 1 (рис. 10.5) з температурою 1673-1873 К періодично зливають в накопичувач 2. Далі шлак потрапляє в жолоб 3, де під тиском водяного струменя гранулюється. Отримана при цьому шлакова пульпа надходить в бункер 4, звідки насосами 5 перекачується на склад гранульованого шлаку. Частина води при гранулюванні шлаку випаровується, утворюючи вологу насичену пару, яка очищається від сірководню в апаратах 6 барботажним промиванням через розчин їдкого натру. Після очищення пара тиском 0,15 або 0,7 МПа прямує в абсорбційну холодильну установку 7. Холодильний агент (розсіл) подається в літній час в охолоджувач атмосферного повітря 8, всмоктуваного доменною повітродувкою 9. У зимовий час отриману пару можна використати на потреби теплофікації.

Описана установка поряд з використанням фізичного тепла шлаків здійснює бесковшовий спосіб збирання шлаку від доменних печей, а також усуває одну з найбільш серйозних причин, що викликають систематичне забруднення атмосфери вблизи від великих металургійних підприємств.

12 ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНИХ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ

12.1 Напрямок та загальні схеми використання відпрацьованої пари

Відпрацьований виробничий пар парових молотів, пресів штампувальних машин має тиск 0,13-0,15 МПа. Тиск відпрацьованої пари насосів нафтопереробних заводів досягає 0,2-0,3 МПа. Пара від парових машин, що приводить рух прокатні стани, надходить в барометричні конденсатори змішання з тиском 0,035-0,04 МПа. На деяких виробництвах тиск відпрацьованої пари досягає значних величин. Наприклад, на маргаринових заводах тиск пари після автоклавів становить близько 1 МПа. У значних межах коливається тиск вторинних парів випарних установок. Однак незважаючи на широкий діапазон коливання тиску відпрацьована пара в основному має низький тиск.

Відпрацьована пара ряду виробництв забруднена механічними агресивними хімічними домішками. Деякі виробничі агрегати працюють із змінним навантаженням, що веде до утворення переривчастих потоків відпрацьованої пари. Все це ускладнює використання відпрацьованої пари і викликає необхідність попереднього очищення пара від забруднення, перетворення переривчастих потоків відпрацьованої пари в постійний потік тепла, а також підвищення тиску відпрацьованої пари за допомогою теплових трансформаторів.

Відпрацьована виробнича пара використовується для технологічних цілей, теплопостачання, вироблення електроенергії, комбіновано для вироблення електроенергії і теплопостачання, отримання холоду.

Використання відпрацьованої пари для технологічних цілей надзвичайно різноманітно і визначається в кожному окремому випадку характером технологічного процесу. Наприклад, пропарка бетону, подача пари в газогенератор при отриманні змішаного або водяного газу, нагрів

аміаку на заводах азотної промисловості, розігрів вузького мазуту, зволоження доменного дуття і т. п.

Цей напрямок є найбільш простим з виконання, капітальні витрати й експлуатаційні витрати незначні, а енергетичний ефект вельми високий, так як коефіцієнт регенерації тепла, дорівнює при цьому,

$$\eta_p = \frac{i'' - i_k}{i''}, \quad (12.1)$$

залежить тільки від температури відведеного конденсату і становить не менше 85 %, а при використанні конденсату в технологічному процесі дорівнює 100 %.

Теплопостачання. За схемою використання відпрацьована пара 1 для теплопостачання (рис. 12.1) відходить від виробничої установки відпрацьована пара проходить через очисний пристрій 2 і прямує до теплового споживача 3. При різких коливаннях кількості пари, споживаною виробничою установкою, на лінії гострої пари застосовується установка пароводяного акумулятора 5. При невідповідності режимів відходу відпрацьованої пари і теплових навантажень теплового споживача встановлюється акумулятор 4.

За схемою теплоутилізаційній установки з підігрівниками змішання (рис. 12.2) відпрацьована пара, проходячи пароочисник 1, надходить в плівковий підігрівач змішання 2. Від споживачів 4 і 5 сітьова вода направляється в колектор 3 і підігрівач змішання 2, де підігрівається відпрацьованою парою. З підігрівача вода надходить в збірний бак 9, звідки насосами 8 подається в теплову мережу 6. При підвищеній витраті тепла у споживачів додатково підігрівається гострою парою в піковому підігрівачі 7. Цю схему можна застосовувати при високоякісному очищенні.

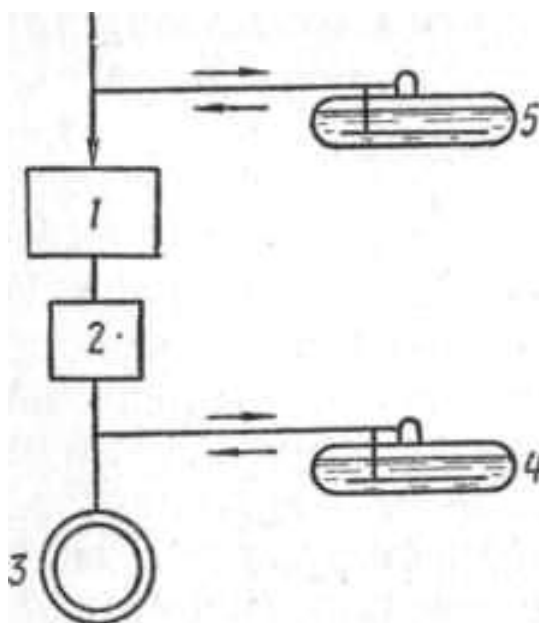
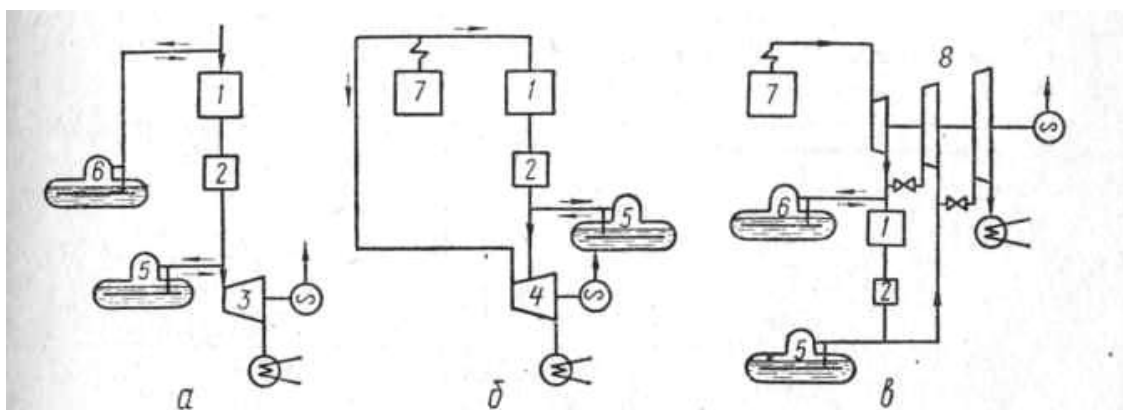


Рисунок 12.1 - Принципова схема використання відпрацьованої пари для теплопостачання

Вироблення електроенергії. Відпрацьована пара для вироблення електроенергії може використовуватися в турбінах м'ятої пари



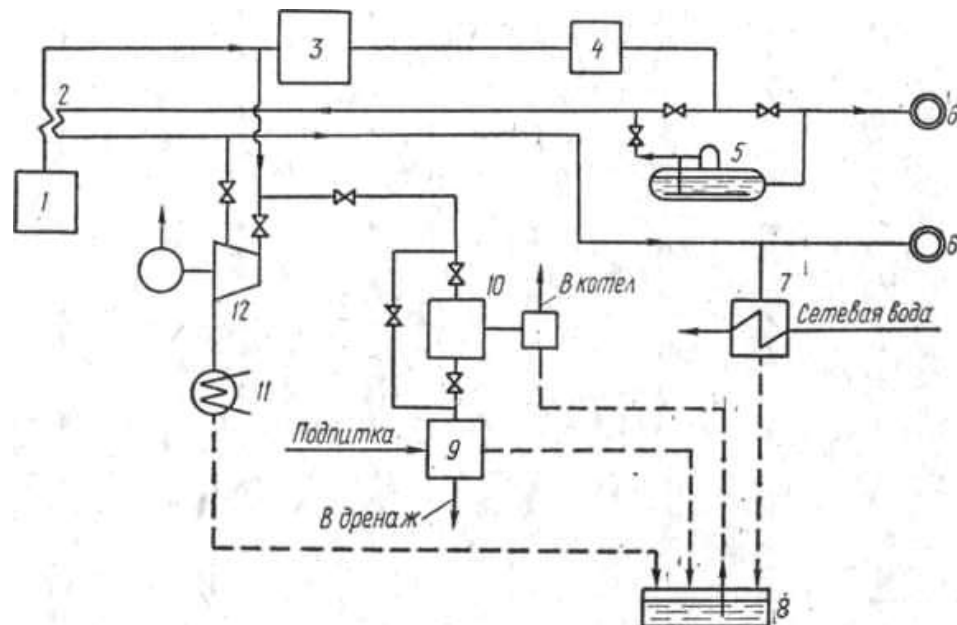
1 - виробничий агрегат; 2 - пароочисник; 3 - турбіна м'ятої пари; 4 - турбіна подвійного тиску; 5,6 - теплові акумулятори; 7 - парогенератор; 8 - теплофікаційна турбіна

Рисунок 12.2 - Схеми використання відпрацьованої пари для вироблення електроенергії

У зв'язку з тим, що електропостачання сезонного характеру не має, а надлишки виробленої електроенергії завжди можуть бути передані в загальну електромережу, то, як правило, коефіцієнт дорівнює або близький до одиниці. Це значно полегшує цілорічне використання відпрацьованої пари і робить вельми перспективними комбіновані установки для теплопостачання та вироблення електроенергії.

Комбіноване використання відпрацьованої пари. За схемою комбінованого використання теплоспоживач включається на лінії між пароочищувачем і турбіною. В теплоутилізаційній установці (рис. 12.3) пара з парогенератора 1 надходить на виробничий агрегат 3, на турбіну подвійного тиску 12 і паровий привід живильного насоса 10. Влітку відпрацьована пара використовується в основному в турбіні 12 для виробництва електроенергії, взимку в теплообміннику 7 для підігріву сітрової води.

Схема дає можливість вільно перерозподіляти потоки відпрацьованої пари між електрогенеруючою установкою і тепловими споживачами.

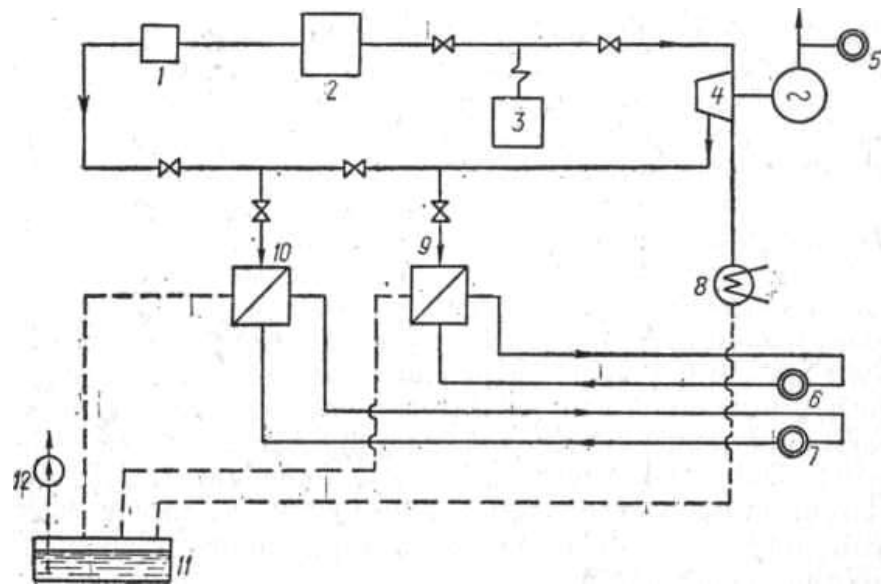


1 - парогенератор ; 2 - проміжний пароперегрівач; 3 - виробничий агрегат; 4 - пароочищувач; 5 - тепловий акумулятор; 6 - споживачі тепла; 7- теплообмінник ; 8 - бак живильної води ; 9 - хімоводоочистка ; 10 - живильний насос ; 11 - конденсатор ; 12 - турбіна подвійного тиску

Рисунок 12.3 - Схема теплоутилізаційної установки для вироблення електроенергії і тепlopостачання

Отримання холоду. Потреби промисловості в холоді безперервно зростають. Великими споживачами холоду є заводи хімічної, металургійної, харчової та ряду інших галузей промисловості. Холод все більше застосовується в технологічних процесах, для кондиціонування повітря, одержання штучного льоду і різних цілей, пов'язаних з низькими температурами.

Переважна більшість підприємств оснащена нині компресійними холодильними машинами (рис.12.4). Ці машини складні і коштовні, а головне - для виробництва холоду витрачають дуже багато електричної енергії. Електричну енергію можуть замінити теплові відходи, наявні в надлишку майже на кожному хімічному, металургійному, нафтохімічному підприємстві, тобто саме в тих галузях виробництва, які є основними споживачами холоду. Отримання холоду за рахунок теплових відходів здійснюється в абсорбційних холодильних машинах.



1 - парочисник; 2 - виробничий агрегат; 3 - парогенератор; 4 - теплофікаційна турбінa; 5 - споживач електроенергії; 6 - споживач тепла; 7 - споживач холоду; 8 - конденсатор; 9 - теплообмінник; 10 - абсорбційна холодильна установка; 11 - бак живильної води; 12 - живильний насос

Рисунок 12.4 - Схема комплексного використання тепла відпрацьованої пари влітку і взимку

12.2 Принципові схеми використання тепла виробничої води

Нагріту виробничу воду можна використовувати для теплопостачання та гарячого водопостачання, агротеплофікації і для вироблення електроенергії.

Агротеплофікація.

Перспективним є споживання цих вод у сільському господарстві. Теплові електростанції розташовуються в основному у великих містах і

промислових центрах з великою кількістю населення. Цілорічне постачання населення свіжими овочами викликає необхідність розвитку парникового господарства. Необхідну температуру парникового ґрунту і повітря підтримують прокладкою в ґрунті нагрівальних труб і пристроєм зрошувальної системи перекриттів парникових приміщень. При суцільному плівковому зрошуванні перекриттів всередині парників може підтримуватися задана температура. Застосування азбоцементних труб і установка в необхідних випадках економайзерів низького тиску для нагріву циркуляційної води ТЕЦ дозволяють передавати утилізоване тепло на віддалені відстані з високою економічністю.

Вироблення електроенергії. Значні кількості нагрітої виробничої води на промислових підприємствах не завжди можна використовувати для теплопостачання у зв'язку з обмеженою потребою в теплі і сезонним характером теплоспоживання. У ряді випадків ефективно застосування цього виду ВЕР для вироблення електроенергії (рис. 12.5)

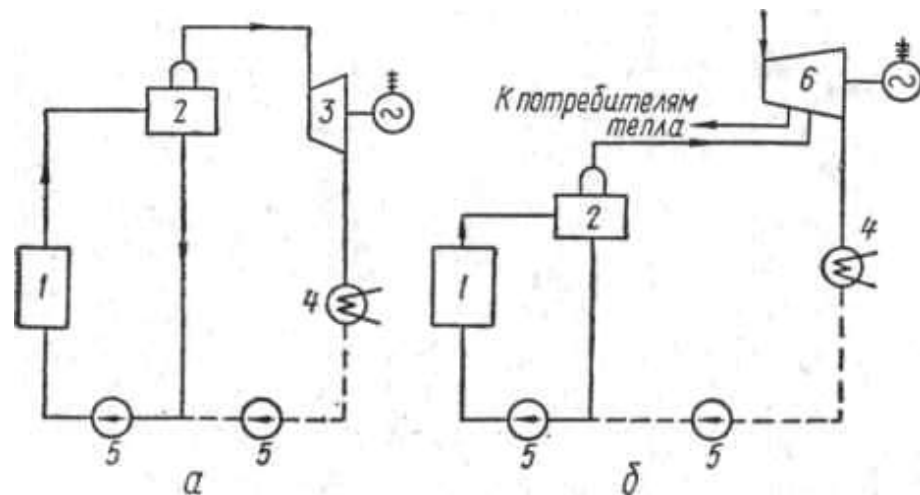


Рисунок 12.5 - Принципові схеми використання фізичного тепла нагрітої виробничої води для вироблення електроенергії

Ефективні електроенергетичні методи використання гарячої води в комплексі з іншими енергоресурсами в умовах енергопостачання промислових підприємств за комбінованою схемою.

Розглянемо дві схеми використання нагрітої води із замкнутою циркуляцією теплоносія (рис. 12.5). Нагріта вода від виробничих

охолоджуваних установок 1 надходить у випарник 2. У випарнику підтримується тиск нижче тиску насичення при температурі теплоносія. Завдяки цьому частина води випаровується і отримана насичена пара надходить за схемою а) в конденсаційну турбіну 3. Сконденсована в конденсаторі 4 пара і вода, що залишилася після випаровування насосами 5 подається знову на виробничі охолоджувані установки. Цими установками можуть бути агрегати, що мають систему охолодження конструктивних елементів, а також обладнання для охолодження виробничих відходів та технологічної продукції. Для спорудження установки за схемою а) потрібна спеціальна утилізаційна турбіна низького тиску з відповідним комплексом споруд систем водопостачання, електричного обладнання, будівель та інших пристроїв, а також персонал для обслуговування турбоагрегатів і пов'язаних з ним допоміжних пристроїв. Більш простими в споруді, з мінімальними капітальними витратами і експлуатаційними витратами є установки, виконані за схемою б). У цьому випадку передбачається розміщення випарників безпосередньо на заводській ТЕЦ і подача вторинної пари в частину низького тиску теплофікаційної турбіни з проміжним впусканням пари 6.

У теплофікаційних турбінах з відбором і конденсацією при завантаженні відборів пропускна здатність по пару частини низького тиску турбін повністю не використовується. Так, в турбіні з одним регульованим відбором вона не використовується в розмірі

$$D_{\text{ВІДБОРУ}} \left(1 - \frac{i_{\text{ВІДБ}} - i_{\text{Н}}}{i_0 - i_{\text{К}}} \right) \quad (12.2)$$

де i_0 , $i_{\text{ВІДБ}}$, $i_{\text{К}}$ - ентальпія пари відповідно при впуску в турбіну, у відборі і під час надходження в конденсатор.

Звідси, потужність яку розвиває теплофікаційна турбіна менше ніж потужність яку можливо отримати при повному завантаженню її проточної частини.

12.3 Теплові акумулятори, типи, схеми включення та основи розрахунку.

Економічність і технічна можливість використання ВЕР залежить від того, наскільки виробництво і споживання енергії відповідають одне одному. Однак в умовах експлуатації виникає невідповідність між виробництвом і споживанням енергії. Це викликає великі втрати і технічні труднощі в роботі установок.

Вирівнювання експлуатаційних умов теплосилових і тепловикористовуючих установок значною мірою забезпечується акумулюванням тепла у вигляді пари, гарячої або теплої води.

Акумулятори тепла залежно від стану акумулюючого середовища бувають парові, пароводяні і водяні.

Парові акумулятори працюють без води, і акумулювання проводиться тільки за рахунок зміни об'єму акумулятора при постійному тиску пари (дзвонові акумулятори), або тиску пари при постійному об'ємі акумулятора (купольні акумулятори) (рис.12.6). Парові акумулятори можуть застосовуватися на тиск 0,1-0,2 МПа. Вони дуже громіздкі, так як їх розміри залежать від питомого об'єму акумулюємої пари, що має великі значення при низькому тиску. Висока первісна вартість та наявність значних теплових втрат роблять ці акумулятори нерентабельними, і в даний час вони не застосовуються.

Водяні акумулятори акумулюють теплу або гарячу воду при постійному тиску. Водяні акумулятори бувають циркуляційного і витіснюючого типу. В акумуляторах циркуляційного типу зміна ступеню зарядки відбувається за рахунок зміни кількості води, яка знаходиться в

аккумуляторі, в аккумуляторах витіснюючого типу - за рахунок зміни в ньому кількості гарячої води, що витісняється холодною водою, або навпаки.

Водяні аккумулятори самі пар не віддають, а включені лише в систему підігріву води. Ці аккумулятори здатні знімати коливання навантаження великої тривалості у зв'язку з великою питомою акумулюючою здатністю об'єму. Наприклад, пароводяні аккумулятори можуть економічно покривати піки навантаження тривалістю тільки в кілька годин.

Пароводяні аккумулятори акумулюють пару конденсацією за допомогою води в момент підвищення тиску в аккумуляторі. Розрядка аккумулятора здійснюється випаровуванням води при зниженні тиску в аккумуляторі, тому вони називаються аккумуляторами знижуючого тиску.

Пароводяні аккумулятори отримали широке застосування аккумулятори знижувального тиску. До них відносяться пароводяні аккумулятори Рато і Рутса.

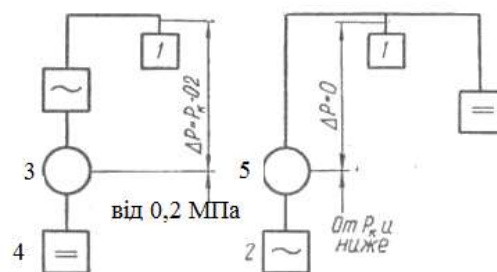


Рисунок 12.6 - Принципові схеми включення аккумуляторів Рато і Рутса

Термічні основи роботи цих аккумуляторів однакові і полягають у тому, що кожному значенню тиску насиченої пари відповідає строго певна температура. При зміні тиску суміші води і пари повинна змінитися і температура цієї суміші до значення температури насичення при новому тиску. При підвищенні тиску частина пари конденсується і виділилася теплота пароутворення, яка викликає підвищення температури. При зниженні тиску знижується температура суміші і звільнене тепло йде для випаровування частини води. Однак, незважаючи на тотожність принципу

дії, ці акумулятори відрізняються не тільки конструктивним оформленням, а й областю застосування.

Акумулятори Рато призначаються для вирівнювання коливань в надходженні відпрацьованої пари від машин періодичної дії і машин, що працюють із змінним навантаженням, при використанні її в установках з постійним навантаженням. Ці акумулятори працюють при низьких тисках (нижче 0,2 МПа) і при перепаді тиску у акумулятора від 0,2 до 0,1 МПа (зазвичай 0,12-0,1 МПа). Таким чином , акумулятори Рато використовуються у вузькій області для вирівнювання миттєвих коливань парового навантаження. Їх робота аналогічна роботі, виконуваної маховиком в періодично діючих машинах.

Акумулятори Рутса (рис. 12.7) призначаються для вирівнювання тиску у виробників і споживачів тепла. Включаються акумулятори Рутса між двома мережами постійного, але різного тиску, з якими вони з'єднуються за допомогою двох автоматичних (зарядного і розрядного) клапанів. Працюють вони при високих тисках. Перепад тиску у акумулятора Рутса досягає кілька десятків мегапаскалей , тому його здатність вирівнювати тиск значно більше, ніж у акумулятора Рато.

Порівняємо принципові схеми включення акумуляторів Рато і Рутса. У схемі а) пара від котла 1 поступає в машину 2, що працює з змінним навантаженням. Тиск пари на ділянці парогенератор – вихлопний патрубок машини знижується на величину ($P_k - 0,2$) МПа. Акумулятор Рато 3 вирівнює короткочасні коливання парового навантаження і пара з постійним тиском 0,2 МПа надходить в машину 4 або пароприймач, що працює з постійним навантаженням. У схемі б) акумулятор Рутса 5 працює паралельно з машиною 4, що має постійне навантаження, і вирівнює коливання витрати пари машиною 2, підтримуючи постійний тиск в парогенераторі 1.

Застосовувані в даний час акумулятори Рато мають діаметр циліндричного корпусу 2,5-3 м, довжину 7,5-9 м, робочий об'єм води до 40 м³ і пропускну здатність до 20 т пари на годину.

Як раніше вказувалося, акумулятори Рато служать проміжною ланкою між машинами періодичної дії і установками з постійним навантаженням, що необхідно враховувати при розрахунку акумулятора.

Складемо рівняння теплового балансу акумулятора,

$$r (D_1 - D_2) \tau = W(i_1 - i_2), \quad (12.3)$$

де D_1, D_2 - кількість пари, що поступає до акумулятора та пари, що відбирається з нього, кг/год.;

r - середня теплота пароутворення;

де i_1, i_2 - ентальпії пари при зарядці та розрядці акумулятора при тиску P_1 та P_2 .

У лівій частині рівняння позначена кількість тепла, яке виділяється при конденсації в акумуляторі надлишку пари, що утворюється під час робочого періоду машини. Права частина показує кількість тепла, яке ПВГлинається водою, що знаходиться в акумуляторі за той же період. Втратами тепла в навколишнє середовище нехтуємо.

З цього рівняння знаходимо масу води в акумуляторі,

$$W = \frac{r (D_1 - D_2) \tau}{(i_1 - i_2)}. \quad (12.4)$$

З рівняння матеріального балансу акумулятора,

$$D_1 \tau_1 = D_2 (\tau_1 + \tau_2), \quad (12.5)$$

знаходимо кількість пари, що відбирається з акумулятора,

$$D_2 = \frac{D_1 \tau_1}{(\tau_1 + \tau_2)}. \quad (12.6)$$

Отримаємо:

$$W = D_1 \frac{r}{(i_1 - i_2)} \cdot \frac{\tau_1 \tau_2}{\tau_1 + \tau_2} . \quad (12.7)$$

Кількість води в акумуляторі можна визначити також з рівняння розрядки акумулятора,

$$D i_T + Q_{охл} = W_1 i_1 - (W_1 - D) i_2 , \quad (12.8)$$

де i_T - відбір пари з акумулятора за час розрядки, кг;

$Q_{охл}$ - теплові втрати акумулятора за час розрядки, кДж;

W_1 - маса води в акумуляторі на початку розрядки, кг;

i_1 - середня ентальпія пара під час розрядки, кДж/кг.

Теплові втрати акумулятора в навколишнє середовище можна визначити за формулою,

$$Q_{охл} = 2 \cdot F \cdot \Delta T \cdot k , \quad (12.9)$$

де F - поверхня охолодження акумулятора, м²;

ΔT - різниця між середньою температурою води в акумуляторі і температурою зовнішнього повітря;

k - коефіцієнт теплопередачі, можна прийняти рівним 1 Вт/(м²•К).

Коефіцієнт 2 орієнтовно враховує втрати тепла паропроводами та допоміжною арматурою.

Вирішуючи рівняння отримаємо,

$$W_1 = \frac{D(i_T - i_2) + Q_{охл}}{(i_1 - i_2)} . \quad (12.10)$$

Розділивши масу води на її щільність, знайдемо об'єм води в акумуляторі,

$$V_B = \frac{W_1}{\rho} . \quad (12.11)$$

Загальний обсяг акумулятора V більше V_B на величину парового простору, розмір якого приймається рівним $(0,001 - 0,002) V_d$, де V_d - об'єм, кг насиченої пари з кінцевим тиском P_2 ,

$$V = V_{\text{в}} + (0,001 \div 0,002)V_D. \quad (12.12)$$

Акумулятор Рутса має сферичне дно (це дозволяє працювати при більш високих тисках). Зовні корпус акумулятора Рутса покритий ізоляцією. Акумулятор забезпечується запобіжними клапанами 6, повітряним і вакуумним клапаном, клапаном для спуску води і продувки, штуцерами для манометра, термометрів, показчиків рівня і під'єднання двох водяних ліній з клапанами для регулювання наповнення .

При зарядці акумулятора пара впускається у водяній об'єм за допомогою горизонтальної розподільчої труби, до якої на відстані близько 1 м один від одного приєднані зарядні пристрої, що працюють за принципом конденсаторів змішення. Зарядні пристрої складаються з циркуляційних труб 3 і зарядних мундштуків 2. На нижньому кінці мундштуків є кільцеві пояски з отворами діаметром близько 10 мм кожне , спрямованими похило до вертикальної осі. Пара з зарядного трубопроводу 1 через зворотний клапан 5 направляється в розподільну трубу 4, в якій рухається зі швидкістю приблизно 50 м/с, і з неї надходить в зарядні мундштуки . З мундштуків пара викидається у вигляді окремих цівок через отвори в кільцевий простір між мундштуком і циркуляційною трубою , викликаючи енергійний потік води знизу вгору. Завдяки цьому створюється хороша циркуляція води і рівномірний розподіл температури по всьому об'єму акумулятора.

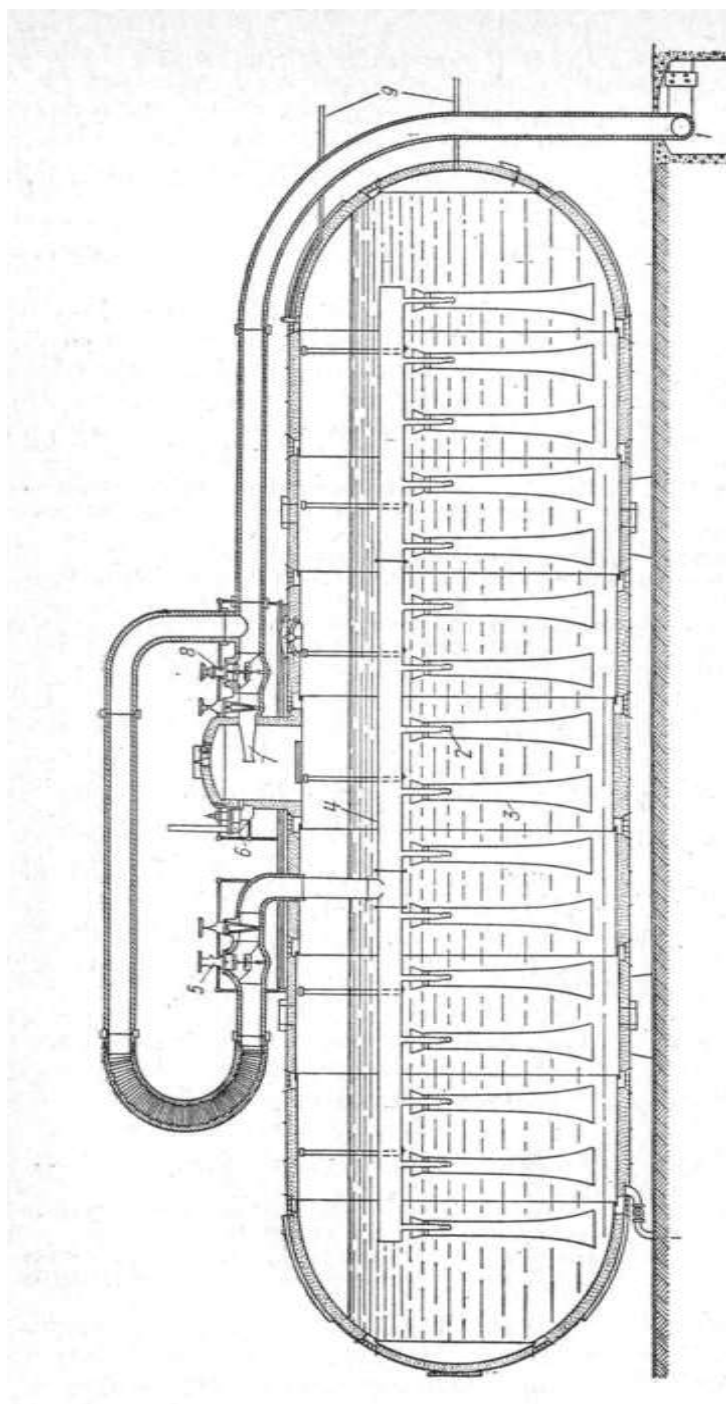


Рисунок 12.7 – Акумулятор Рутса

Втрата тиску, обумовлена наявністю стовпа води над отворами зарядних мундштуків, невелика і, оскільки акумулятори Рутса працюють при відносно високих тисках, то практичного значення вона не має. Під час зарядки в паровому просторі акумулятора встановлюється невеликий надлишок тиску, завдяки чому між паром, що надходить для зарядки, і водою утворюється різниця в температурі, що сприяє охолодженню пари та її конденсації. При відборі пари з акумулятора в паровому просторі тиск

знижується, відбувається пароутворення. Охолоджена внаслідок пароутворення вода сприяє утворенню конвекційних потоків і залученню до процесу випаровування глибинних шарів. Оскільки основна маса пари утворюється у поверхні води, то інтенсивного скипання в об'ємі не відбувається і кидків води в розбірний паропровід при напрузі дзеркала випаровування до $400 \text{ м}^3/\text{м}^2$ не спостерігається.

Для оберігання акумулятора від надмірного підвищення напруги дзеркала випаровування в розрядному трубопроводі встановлюється обмежувальне сопло Лавалю 7. Перетин сопла розрахований так, щоб при максимальній витраті пари, відповідній критичній швидкості у звуженому перетині сопла, напруга дзеркала випаровування не перевищувала максимально допустимої величини.

Трубками 9 здійснюється контроль рівня води в акумуляторі. Колонка рівня градуйована по тиску. При цьому наповнення акумулятора більш ніж на 90-95% не рекомендується, так як вода буде попадати до паропроводу.

До парової мережі акумулятор під'єднується одним паропроводом, через який здійснюється зарядка і розрядка, або двома паропроводами: зарядним і розрядним. Підключення одним паропроводом можливо тоді, коли через акумулятор проходить лише та кількість пари, яке підлягає акумулюванню. Решта потік пари йде повз акумулятора, не втрачаючи перегріву. Розміри акумулятора при цьому порівняно невеликі.

Величина акумулюючої здатності акумулятора визначається за графіком витрати пари.

Водяні акумулятори. Основним призначенням водяних акумуляторів є створення запасу тепла в живильній воді. В акумуляторах витискуючого типу це здійснюється конденсацією надлишкового пара з котлів, а в акумуляторах циркуляційного типу - безпосереднім відбором гарячої води з котла і акумулятор.

Особливу групу представляють собою акумулятори, які застосовуються в установках, що готують гарячу воду для опалення, у

виробничих цілях і для побутових потреб. Ці акумулятори можуть обігріватися як гострим, так і відпрацьованою парою, а також використовувати інші види ВЕР.

Розглянемо основні схеми включення водяних акумуляторів (рис. 12.9). За схемою а) парогенератор 1 постійно живиться водою з акумулятора 3, підігрітою надлишковим паром з парової магістралі. Верхня частина акумулятора заповнена гарячою, нижня - теплою водою. Постійна кількість живильної води насосом 7 перекачується через економайзер 6 і при середньому навантаженні парогенератора насосом 5 подається в акумулятор. При зменшенні навантаження парогенератора в акумулятор надходить велика кількість пари, для його конденсації збільшиться відкриття регулюючого вентиля 4 і насосом 5 буде подано більше теплої води за рахунок відводу її з нижньої частини акумулятора. При збільшенні навантаження парогенератора надходження пари в акумулятор зменшиться, насосом 5 подаватиметься менше води, надлишки її, що подаються насосом 7, будуть надходити в нижню частину акумулятора, витісняючи гарячу воду, якою живиться котел. При цьому відбувається розрядка акумулятора.

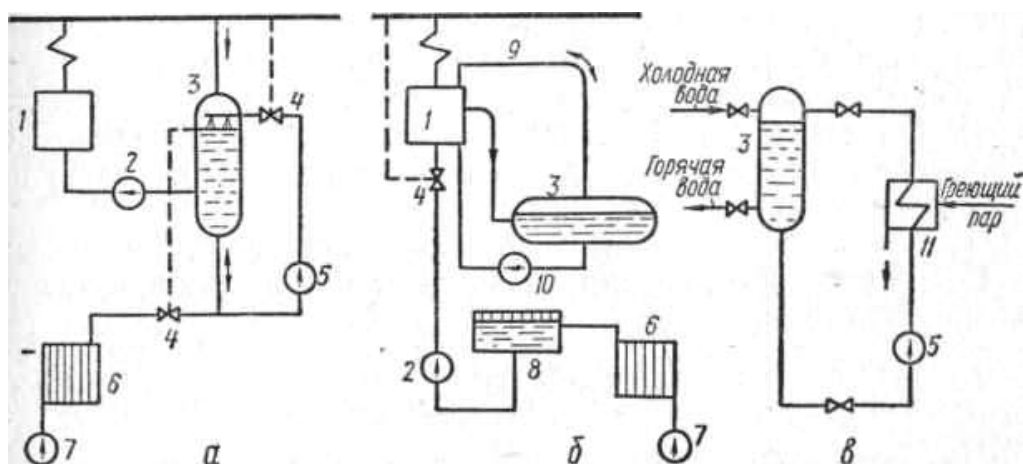


Рисунок 12.9 - Схеми включення водяних акумуляторів

За схемою б) акумулятор циркуляційного типу включений паралельно водяному парогенератору. Насосом 10 вода з акумулятора подається в парогенератор і по зворотному трубопроводу з температурою кипіння зливається самопливом в акумулятор, розташований нижче парогенератора.

Парові простори парогенератора і акумулятора з'єднані зрівняльним паропроводом 9. При зменшенні навантаження подача теплої води в парогенератор збільшується, надлишки її зливаються в акумулятор, він заряджається. При збільшенні навантаження насос 2 подає менше води і пароутворення відбувається за рахунок накопиченої води в акумуляторі. Для нормальної роботи економайзера при змінному режимі живлення парогенератора водою після економайзера встановлений зрівняльний бак 8, завдяки якому економайзер працює постійно при середньому режимі.

За схемою в) нагрівання води проводиться гострою або відпрацьованою парою в підігрівачі 11. Насосом 5 в системі створюється безперервна циркуляція води. При переривчастому надходженні пари в підігрівач температура циркулюючої води буде змінюватися. Однак завдяки великій масі її в акумуляторі і безперервному перемішуванню, до споживача вода надходить приблизно однакової температури.

Теплові насоси та теплові трансформатори

Тепловими насосами називаються установки для підвищення температури теплоносія за рахунок охолодження низькотемпературних енергоресурсів або джерел теплоти. При цьому здійснюється перенесення теплоти від тіла з низькою температурою до тіла з вищою температурою в зворотних кругових процесах.

Тепловими трансформаторами називаються апарати та установки призначені для підвищення тиску пари до меж, необхідних споживачам.

За принципом роботи теплові трансформатори бувають механічні, пароструминні та термохімічні.

В якості механічних теплових трансформаторів застосовуються турбокомпресори, а також ротаційні і поршневі компресори.

Турбокомпресори застосовуються в тих випадках, коли потрібна велика продуктивність і відносно мала міра стиснення пари. ККД цих трансформаторів складає приблизно 0,5 ... 0,6. Ротаційні і поршневі

компресори застосовуються при невеликих виробленнях і великій мірі стиснення.

Механічні теплові трансформатори зазвичай застосовуються з електроприводом і вимагають значної витрати електроенергії, особливо при великих мірах стиснення. Вони мають також високу початкову вартість. Перевагами цих теплових трансформаторів є те, що вони живляться парою одного тиску, що забезпечує їх широке застосування.

Пароструминні теплові трансформатори засновані на використанні кінетичної енергії потоку пари. У цих установках пара підвищеного тиску надходить в сопло, розширюється, виходить з нього з великою швидкістю і, рухаючись уздовж осі пароструминного апарату, створює ежектуючий ефект. Завдяки ежекції в апарат всмоктується пара низького тиску, стискається ежектором і до споживача вже надходить пара середнього тиску. Таким чином, пароструйний апарат живиться парою двох різних тисків і може застосовуватися в тих випадках, коли є пара підвищеного тиску для стиснення пари низького тиску.

Принцип роботи термохімічних теплових трансформаторів заснований на екзотермічному протіканні реакції з'єднання водяної пари з водними розчинами деяких речовин. Практичне застосування отримали розчини їдкого калію та їдкого натру, мають порівняно з іншими розчинами найбільш високі значення фізико-хімічної температурної депресії.

Незважаючи на ряд переваг (високу економічність, можливість досягнення великої міри стиснення, легкість регулювання параметрів тощо) термохімічні теплові трансформатори у зв'язку з громіздкістю, можливістю забруднення пари і конденсату лугами, складністю обслуговування і необхідністю виготовлення апаратури з легованої сталі, широкого застосування не отримали.

Міра використання теплоти відхідних продуктів згорання можна оцінити за величиною коефіцієнта регенерації, що представляє собою частку

теплоти відхідних продуктів згорання, використану для підігріву газу і повітря. Коефіцієнт регенерації визначається за рівнянням,

$$r = \frac{Q_{per}}{Q_{отх}} = \frac{\epsilon C_{\epsilon}(T_{\epsilon} - T^0) + C_r(T_r - T^0)}{n.c C_{nc}(T_{nc} - T^0)}, \quad (12.13)$$

де $Q_{рег}$ - кількість регенованої теплоти технологічному процесу, кДж/м³;

$Q_{отх}$ - кількість підведеної теплоти регенеративної установці, кДж/м³;

$V_{п.с}$ - кількість продуктів згорання від спалювання одиниці кількості палива, м³/м³;

V_v - витрата повітря для спалювання одиниці кількості палива, м³/м³;

$C_v, C_{п.с}, C_r$ - теплоємність повітря, продуктів згорання і газів, кДж/(м•К);

$T_v, T_{п.с}, T_r$ - температура повітря, продуктів згорання і газів;

$T^0 = 273$ К - температура відліку.

Зазвичай в залежності від теплоти згорання палива температура підігріву повітря не перевищує 675...725 К і лише в печах для швидкісного нагріву сталі досягає більш високих значень 975...1025 К. Для мартенівських печей межа температури продуктів згорання обумовлюється властивостями огнеупора зводу і, виходячи з цих міркувань, температура повітря на виході з регенератора досягає 1300...1400 К при температурі продуктів згорання на вході в регенератори 1900...2000 К і на виході - 825...925 К. Таке ж приблизно значення має температура продуктів згорання після рекуператорів методичних печей. Таким чином, допускаючи, що $V_{п.с}C_{п.с}/V_vC_v = 1,2...1,4$ для коксодоменої сумішей і природного газу, знаходимо, що величина коефіцієнта регенерації в методичних печах з температурою відхідних продуктів згорання 1375 К,

$$r = \frac{725-273}{1,3 \cdot 1375} = 0,315, \quad (11.14)$$

в печах швидкісного нагріву,

$$r = \frac{1025-273}{1,3 \cdot 1525} = 0,38, \quad (11.15)$$

і в мартенівських печах на природному газі з підігрівом одного тільки повітря,

$$r = \frac{1375-273}{1,25 \cdot 1975} = 0,45. \quad (12.16)$$

Таким чином, навіть у мартенівських печах коефіцієнт регенерації зазвичай не перевищує $r = 0,45$.

Іншим чинником, що обмежує коефіцієнт регенерації, є необхідність забезпечення на обох кінцях теплообмінника достатньої різниці температур обох теплоносіїв для ефективної теплопередачі через поверхню нагріву, оскільки із зменшенням цих різниць температур поверхню нагріву H значно збільшується і в межі при $\Delta t \rightarrow 0$, як відомо, $H \rightarrow \infty$. Прагнення до збільшення коефіцієнта регенерації викликало необхідність застосування як тіла, що нагрівається теплоносієм з низькою або помірною температурою. Таким теплоносієм може служити вода або пара, температура яких при низьких або помірних тисках дає можливість знизити температуру відхідних продуктів згорання до значень на ~ 375 К вище температури живильної води в КОГ. Таким чином, виникла схема установок з замкнуто-розімкненим використанням теплоти відхідних продуктів згорання з такою послідовністю елементів установки: піч - регенератор (рекуператор) - КОГ, тобто до вже існуючої печі з повітропідігрівачем додатково встановлюється котел, в якому температура відхідних продуктів згорання знижується до 475...525 К. Дана схема застосовується в мартенівських, скловарних і металонагрівальних печах.

Ця схема має такі недоліки:

1. Обмеження параметрів вироблюваного в КОГ пари як по тиску, так і особливо по температурі перегріву. Це значною мірою звужує область використання цієї пари головним чином для побутових і технологічних потреб.

2. Мала середня різниця температур продуктів згорання і вироблюваної в КОГ пари обумовлює низькі техніко-економічні показники

КОГ (мала напруга поверхні нагрівання, висока маса металу на 1 т/год виробленої пари, висока витрата продуктів згорання на 1 т пари та ін.).

3. Необхідність відповідного розвитку газоходів з відсікаючими і переключаючими пристроями, споруди окремої будівлі котельні КОГ та допоміжного обладнання, в значній мірі здорожують вартість установки.

4. Висока температура відхідних продуктів згорання на виході з КОГ ($T_{\text{відх.}} = 475 \dots 525 \text{ K}$) поряд з відносно низькою їх температурою перед КОГ, встановленим в кінці тракту продуктів згорання, обумовлює низьку величину коефіцієнта використання теплоти в КОГ.

5. Розміщення керамічного рекуператора або регенератора з їх несприятливими тепловими характеристиками (низькі коефіцієнти теплопередачі і щільності теплового потоку, мала питома поверхня, мала газощільність, перемикаючі пристрої та інше) безпосередньо у печі значно збільшує габарити технологічного агрегату, здорожчує його вартість і ускладнює монтаж, ремонт і експлуатацію. Всі ці недоліки пов'язані із застарілою технолого-теплотехнічною схемою самих виробничих агрегатів: організацією горіння і теплообміну в їх робочій камері, недостатньою ефективністю конструктивних рішень, а також послідовністю включення тепловикористовуючих елементів установки в потік продуктів згорання.

12.4 Особливості енерготехнологічного паливовикористання в промисловості

Енерготехнологічне комбінування в промисловості передбачає створення нових технологічних процесів і установок, які задовольняють наступним взаємопов'язаним умовам: великою питомою і агрегатною продуктивністю, повноті вилучення технологічного продукту, тривалої і безперервної робочою кампанією, високою енергетичною ефективністю.

Широкі перспективи для створення високоефективних вогнетехнічних установок відкриваються при енерготеплоспоживанні. При цьому

передбачається не просте поєднання промислової печі з додатковим тепловикористовуючими пристроєм, як це має місце при використанні ВЕР в звичайному їх розумінні. Енерготехнологічне теплоспоживання насамперед вирішує задачі оптимізації технологічного процесу в поєднанні з високою енергетичною його ефективністю. Підвищення енергетичної ефективності виробництва досягається розвиненою регенерацією теплоти технологічного процесу, в основному шляхом нагріву дуття, а також зовнішнім його використанням (вироблення електроенергії, отримання виробничої пари, використання теплоти для суміжного технологічного процесу та ін.) При такому комбінованому енерготеплоспоживанні технологічні та енергетичні елементи установки невіддільні, забезпечуючи при спільній роботі найбільшу виробничу віддачу, надійність і енергоекономічність. Вибір оптимального варіанта організації вогнетехнічного процесу та схеми теплоспоживання залежить від характеру і масштабу виробництва, його енергоемності і визначається техніко-економічними розрахунками.

Комплексні і комбіновані енерготехнологічні процеси в найбільшій мірі відповідають нашим планово- соціалістичним принципам , коли критерієм ефективності є інтереси народного господарства .

Створення високоефективних енерготехнологічних установок пов'язано з переглядом і поліпшенням всієї схеми виробничого теплоспоживання. У першу чергу це відноситься до інтенсифікації процесу горіння, тепло- і масообміну в робочій камері, оскільки ними в основному і визначаються найважливіші показники самого технологічного процесу (повнота горіння, питома навантаження, одинична потужність агрегату і т. п.). Радикальна інтенсифікація технологічного процесу вимагає в більшості випадків нових принципів її і конструктивного оформлення.

У комбінованих енерготехнологічних установках, поряд з можливим зниженням витрати технологічного палива і отриманої в результаті більш ефективного використання ВЕР економії палива, досягаються переваги

технологічного характеру, спрямовані на поліпшення насамперед технологічних, а потім і енергетичних показників всієї установки. У таких комбінованих комплексних установках між технологічною та енергетичними частинами встановлюється тісний взаємозв'язок: технологічна частина працює в режимі, направленому на поліпшення основних показників енергетичної частини, енергетична частина впливає на поліпшення показників технологічної установки. Тому тут проблема використання ВЕР вирішується спільно з інтересами технології. Ефект такого спільного енерготехнологічного комбінування не обмежується тільки економією палива, але тягне за собою цілий ряд технологічних переваг, спрямованих на поліпшення перебігу основних процесів та їх показників.

Таким чином, енерготехнологічне комбінування має переваги перед найпростішою схемою використання ВЕР як в технологічній, так і в енергетичній частинах установки. Це відкриває великі перспективи в галузі створення високоорганізованих технологічних процесів і забезпечення використання їх вторинних енергоресурсів. Відомо, що на ТЕЦ при комбінованому виробленні енергії питома витрата теплоти на 1 кВт•год складає 5000...6300 кДж, що недосяжно для конденсаційних ТЕС. При енергокомбінуванні забезпечується цілорічне використання ВЕР, в той час як комбіноване вироблення теплоти на ТЕЦ в більшості випадків має сезонний характер, характеризується значною нерівномірністю річного графіка. Перспективність енерготехнологічного комбінування слідує з того, що при цьому представляється можливість значного укрупнення одиничної потужності енерготехнологічної вогнетехнічної установки, що дає можливість краще організувати процеси в такій установці без транспортування енергоносіїв на великі відстані. Особливо сприятливі умови для розвитку енерготехнологічного комбінування є на металургійних підприємствах, які є значними концентрованими споживачами технологічного палива, використовуваного з відносно низьким к.в.п., та електричної енергії.

При комплексному енергокомбінуванні промислові підприємства зможуть не тільки повністю забезпечити «безпаливні» тепло -та електропостачання виробництва на базі незмінної або навіть меншої витрати палива, а й віддавати частину виробленої електроенергії та теплоти стороннім споживачам.

Головним призначенням енерготехнологічних комбінованих агрегатів і установок є виробництво технологічних продуктів, що характеризується великою концентрацією і рівномірним річним споживанням енергоресурсів ($n=7500...8000$ год). У цих умовах вироблення електроенергії буде здійснюватися також по ущільненому річному графіку базових навантажень енергосистеми. При цьому слід врахувати знижену паливну складову собівартості електроенергії, виробленої в системі енерготехнологічної установки з урахуванням ексергетичного методу розподілу ексергії палива між технологією і енергетикою. Для конденсаційних електростанцій паливна складова вироблення електроенергії досягає 55...65 %.

Найважливішою задачею енерготехнологічного комбінування є багаторазове підвищення технологічних теплових потужностей агрегатів, що призведе до збільшення їх електроенергетичної віддачі.

Найбільш перспективними об'єктами застосування енерготехнологічних комбінованих і комплексних установок є великотоннажні і енергоємні виробництва важкої промисловості, такі як чорна та кольорова металургія, хімічна промисловість, будматеріалів тощо.

Енерготехнологічне комбінування і комплексні процеси обумовлюють більш ефективне теплоспоживання в промисловій вогнетехніці і по всій своїй значущості набувають широке міжгалузеве значення.

Енерготехнологічна модернізація в мартенівському виробництві. У мартенівському виробництві буде виведена з експлуатації значна кількість старих дрібних малопродуктивних печей. Незважаючи на це загальне виробництво мартенівської сталі не повинно знижуватися і в найближчому майбутньому буде основним способом виплавки сталі. Тому

енерготехнологічна модернізація сталеплавильного виробництва, яка передбачає інтенсифікацію мартенівського процесу, збільшення продуктивності та одиничної потужності діючих печей, а також економічне енерговикористання мають важливе значення.

Спрощення конструкцій і збільшення одиничної потужності мартенівських печей. При опаленні мартенівських печей холодним природним газом відпадає необхідність у підігріві газу. У цьому випадку можна застосувати більш досконалу схему використання палива. Розглянемо дві схеми використання теплоти палива в мартенівській печі: опалення печі сумішшю коксодоменного газу та опалення печі природним газом.

12.5 Аеродинамічні та теплотехнічні особливості технологічних циклонів

У циклонних камерах можлива переробка різної технологічної сировини: твердої, рідкої і газоподібної. Високотемпературна обробка дрібнозернистої (пилоподібної) сировини може здійснюватися з плавленням вихідного матеріалу і без плавлення.

Застосування циклонних установок для інших технологічних процесів. В умовах промислової експлуатації в даний час працюють десятки високопродуктивних технологічних і енерготехнологічних циклонних установок. У промисловості в тривалій експлуатації перебувають розроблені циклонні енерготехнологічні установки для отримання возгонів рідкісних металів, забезпечуючи високу інтенсивність процесу.

У конверторному цеху металургійного заводу ім. Петровського успішно працює циклонна шлакоплавильна установка для отримання синтетичних шлаків, розроблена Дніпропетровським металургійним інститутом.

На Іртишському мідеплавильному заводі працює киснево-зважено-електротермічний комплекс для вилучення цінних складових з руд.

Позитивні результати отримані на циклонічній установці Славутського заводу технічного скла.

Дуже широке поширення на багатьох підприємствах отримали циклонні установки, у тому числі і енерготехнологічного призначення, для вогневого знешкодження різних виробничих відходів, забезпечуючи надійний захист навколишнього середовища.

Ряд технологічних і енерготехнологічних циклонних установок впроваджується в даний час в різних галузях промисловості.

ВИСНОВКИ

З цього можна зробити висновки, що використання ВЕР впливає не тільки на економічні переваги, а також має великий вплив на збереження екології та сприяє зменшенню потреб використання первинної енергії у вигляді палива.

В екології використання ВЕР впливає на зменшення кількості викидів шкідливих речовини. Деякі із цих викидів можуть давати додаткову продукцію, наприклад, сірчистий ангідрид, що викидається з газами, що відходять, можна вловлювати й направляти на випуск сірчаної кислоти.

Використання ВЕР у багатьох випадках економічно ефективно, оскільки питомі капітальні вкладення в установку для утилізації теплових ВЕР, віднесені до 1 т заощадженого палива, нижчі, ніж ціна на паливо з урахуванням його транспортування.