

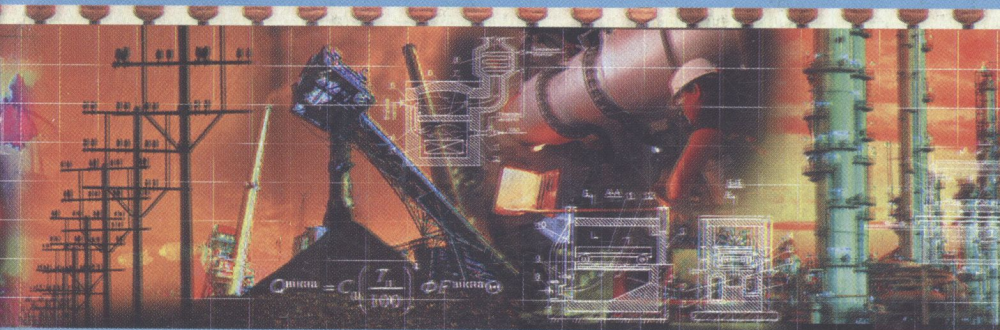
ВИЩА ШКОЛА

О. О. Ткаченко

ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНІ ПРОЦЕСИ ТА УСТАНОВКИ

II Частина

Затверджено Міністерством освіти і науки України



ПІДРУЧНИК

622.1(075)

Т48

О. О. Ткаченко

ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНІ ПРОЦЕСИ ТА УСТАНОВКИ У ДВОХ ЧАСТИНАХ

II

ЧАСТИНА

2-ге видання

ПІДРУЧНИК

**Затверджено Міністерством освіти і науки України
як підручник для студентів вищих
навчальних закладів**

НТБ ВНТУ



437696

**Харків
Видавництво
"Ранок"
2008**



09

ББК 31.32я73

Т48

**Видано за рахунок державних коштів.
Продаж заборонено**

Затверджено

*Міністерством освіти і науки України
як підручник для студентів вищих навчальних закладів
(Лист № 1.4/18-Г-1471.1 від 06.09.07)*

Рецензенти: **М. К. Безродний**, проф., д-р техн. наук;
О. Ю. Майстренко, чл.-кор. НАН України,
д-р техн. наук.

Ткаченко О. О.

Т48 Високотемпературні процеси та установки: Підруч. —
У двох частинах. Ч. 2. — 2-ге вид. — Х.: Видавництво
«Ранок», 2008. — 160 с. : іл.

ISBN 978-966-672-133-7 (повне зібрання).

ISBN 978-966-672-135-1 (частина 2).

Підручник відповідає програмі з курсу «Високотемпературні процеси та установки». У другій частині розглянуто: енергетичне удосконалення паливних високотемпературних установок; регенератори та рекуператори для нагрівання повітря і газу; парогенератори на відхідних технологічних газах; примусове охолодження, використання шлаків та теплоти технологічних продуктів; комбіноване енерго-технологічне тепловикористання. Найважливіші проблеми проілюстровано розв'язанням задач, наведено необхідний довідковий матеріал.

Для студентів вищих навчальних закладів. Буде корисним також для викладачів і фахівців-виробничників.

437 696

ББК 31.32я73

ISBN 978-966-672-133-7

© О. О. Ткаченко, 2004

ISBN 978-966-672-135-1

© ТОВ Видавництво «Ранок», 2008



Присвячується
75-річчю Національного університету
харчових технологій

ПЕРЕДМОВА

Вивчення дисципліни “Високотемпературні процеси та установки” допомагає набути знання з дослідження, проектування та експлуатації високотемпературних теплотехнологічних процесів та установок. Ці установки посідають одне з перших місць за споживанням палива та інших енергоресурсів у перетвореному вигляді; за цим показником їх можна порівняти до теплових електричних станцій.

Завданням вивчення дисципліни є засвоєння енергетичних та теплотехнічних основ високотемпературних технологій; формування уявлення про взаємозв'язок і взаємообумовленість технологічних, енергетичних та теплотехнічних аспектів теплотехнологій; формування чіткого погляду на проблему економії паливно-енергетичних ресурсів у високотемпературних технологіях; одержання всебічного уявлення про багатогранність високотемпературних процесів та установок.

Надзвичайно важливим є вивчення основ енергоощадних теплотехнологій та перспектив зниження енерговитрат на високотемпературні теплотехнологічні процеси; вивчення теплових, теплотехнічних та конструктив-

*них схем високотемпературних установок і за-
своєння їх основних характеристик; набуття
початкових навичок встановлення високотем-
пературних установок та виконання тепло-
технічних випробувань.*

*Вивченню курсу “Високотемпературні проце-
си та установки” передують такі дисципліни:
“Матеріалознавство і технологія матеріалів”,
“Технічна термодинаміка”, “Гідрогазодинамі-
ка”, “Тепломасообмін”, “Основи хімії палива та
води”, “Котельні установки”, “Теплотехноло-
гічні процеси та установки”.*

*Набуті знання використовуються під час
вивчення дисциплін спеціалізації.*

*
* *

*Автор вельми вдячний рецензентам —
доктору технічних наук, професору М. К. Без-
родному та доктору технічних наук, члену-
кореспонденту НАН України О. Ю. Май-
стренку, критичні зауваження яких сприяли
покращенню змісту книги.*

*Автор з вдячністю сприйме всі зауваження
і побажання, щодо удосконалення підручника.*

ЧАСТИНА ДРУГА

Розділ десятий

ЕНЕРГЕТИЧНЕ УДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНИХ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ УСТАНОВОК

10.1. Критерії ефективності енерговикористання у ВУ

Технологічні процеси, що здійснюються в промислових ВУ, потребують високих температур у робочих камерах. Вони супроводжуються значними тепловими відходами і передусім з технологічними газами, які сягають в тепловому балансі робочої камери 45...75%. Теплові втрати в навколишнє середовище та з відвальними шлаками також досить значні. Ці теплові відходи називають вторинними енергетичними ресурсами (ВЕР).

Розглядаючи загальні питання економії енергоносіїв у промислових ВУ, слід наголосити, що в собівартості технологічних продуктів паливно-енергетична складова посідає вагоме місце. Так, у чорній металургії вона сягає 15...20%, а в кольоровій — 5...25%. Рудні матеріали металургії підлягають збагаченню за цільовим продуктом, що збільшує їхню вартість. Металургійне обладнання характеризується досить низькою питомою теплопродуктивністю (особливо в області помірних температур технологічних газів). Цим пояснюються підвищені витрати на обслуговуючий персонал та великі питомі витрати металу (на 1 т продукту). Наприклад, витрата металу на 1 т годинної продуктивності складає в сучасних енергетичних парогенераторах 2,5...3,0 т, в обертових барабанних печах 45...50 т, а в доменному комплексі — сотні тон. Паливна складова в собівартості електроенергії знаходиться на рівні 60...65%.

Економічна ефективність варіантів тепло- та енерговикористання повинна визначатися тільки з позицій господарства країни в цілому, включаючи і електроенергетику як дуже важливу його ланку. Для цього визначення використовується поняття зведених розрахункових витрат на одиницю виробленого продукту чи продуктів.

Питомі витрати палива та електроенергії мають визначатися як зведені до рівного асортименту продуктів і з урахуванням самоспоживання електроенергії та інших вироблених енергоносіїв.

Розвиток та поглиблене розуміння проблем використання ВЕР приводять до якісно нових рішень, до можливості створення на основі виробничого споживання палива комбінованих енерготехнологічних процесів. Вони радикально змінюють та посилюють зв'язки між технологією та промисловою теплоенергетикою. Енерготехнологічне комбінування в промисловості вирізняється великою різноманітністю процесів, апаратів, параметрів та енергоносіїв і потребує детального опрацювання відповідно до конкретних умов певної галузі промисловості.

У широкому розумінні визначальною ознакою ВЕР є практична нетранспортабельність теплових відходів, тобто необхідність використання їх безпосередньо на місці утворення за умови достатньої кількості та якісної цінності (високі температури) цих відходів. При невиконанні цієї умови витрати на використання ВЕР можуть не окупитися.

За такого розуміння до ВЕР слід віднести насамперед фізичну теплоту високотемпературних технологічних газів, що виводяться з робочої камери, відвальних шлаків та теплоту примусового охолодження кесонів робочої камери. До ВЕР можна віднести і невелику кількість хімічно зв'язаної теплоти відхідних газів (якщо в них переважає високотемпературна фізична теплота). Горючі складові таких газів доцільно спалювати в спеціальних установках і вже сумісно використовувати всю теплоту, що утримується відхідними газами безпосередньо на місці їх утворення.

Горючі ж відходи зі значним вмістом хімічно зв'язаної теплоти слід вважати штучним паливом (доменний, коксовий газ, мазут тощо).

Враховуючи все викладене вище, можна назвати низку критеріїв, якими повинна визначатись ефективність енерговикористання в промислових ВУ:

- 1) поєднання високої питомої та агрегатної продуктивності зі значною тривалістю робочої кампанії установки;
- 2) комплексність використання всіх технологічних та енергетичних ресурсів;
- 3) безперервність процесу та всієї виробничої системи, що належить до нього;
- 4) якомога більша результативна ефективність енерговикористання.

Повноцінна реалізація останнього пов'язана з укрупненням теплової потужності ВУ. Зростання кількості використаної теплоти приводить до зростання потужності енергоустановок, що використовують ВЕР, а значить і їхніх к.к.д.

10.2. Варіанти використання вторинних енергоресурсів високотемпературних установок

Вторинні енергетичні ресурси промислових ВУ можна використовувати в одному з двох напрямів:

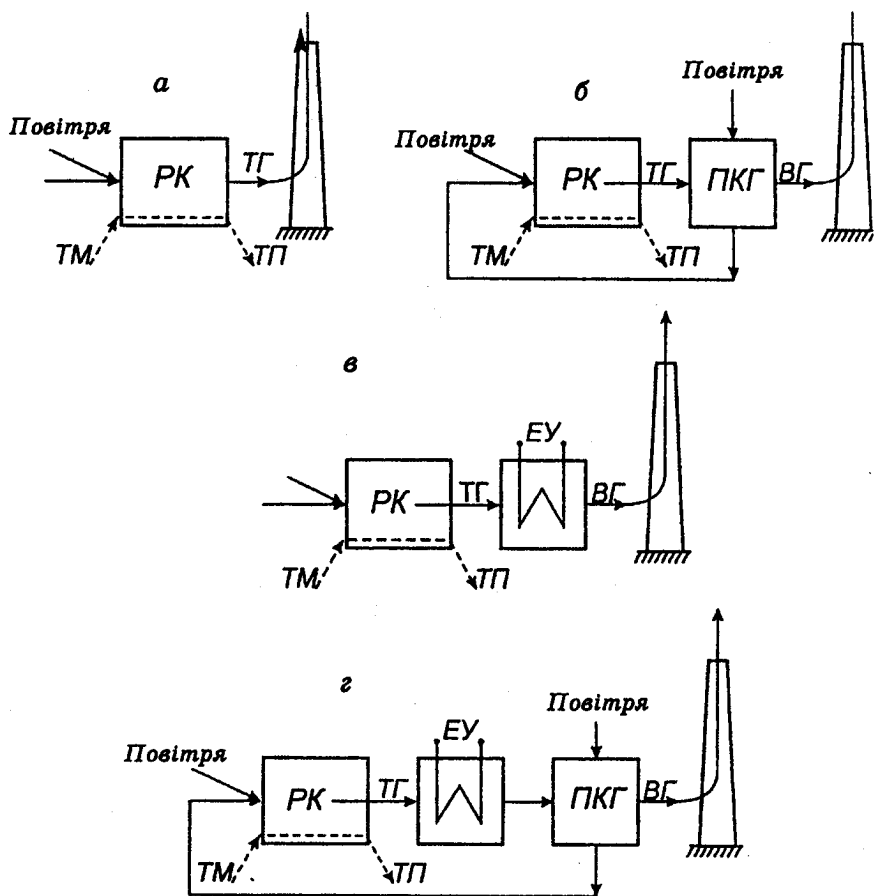
- а) *при замкненому виробничому тепловикористанні, тобто в самому технологічному процесі;*
- б) *при зовнішньому додатковому тепловикористанні, тобто поза даним технологічним процесом.*

Для порівняння різних варіантів тепловикористання в паливних промислових ВУ потрібен єдиний показник. Його необхідно порівнювати з початковим варіантом, тобто для самої робочої камери без тепловикористання. За такий показник прийнято коефіцієнт виробничого тепловикористання, який по своїй суті відповідає технологічному коефіцієнту $\eta_{\text{техн}}$ (формула (9.30)).

Нижче розглянуто варіанти використання теплоти технологічних газів.

Перший варіант — початковий (рис. 10.1, а).

Теплота технологічних газів після ВУ не використовується. Технологічні гази виводяться через димову трубу в навколишнє середовище. Основний показник — коефіцієнт виробничого тепловикористання — визначається за формулою (9.30):



РК — робоча камера,
 ТМ — технологічні матеріали,
 ТП — технологічні продукти,
 ТГ — технологічні гази,

ПКГ — підігрівник
 компонентів горіння
 ВГ — відхідні гази,
 ЕУ — енергоустановка

Рис. 10.1. Схеми варіантів тепловикористання вторинних енергоресурсів у промислових високотемпературних установках: а — вихідний варіант (без тепловикористання); б — замкнуте виробниче тепловикористання; в — зовнішнє тепловикористання (для вироблення енергії); г — комбіноване тепловикористання

$$\eta_{\text{вир.т}}^{\text{вих}} = \frac{Q_{\text{кор}}}{Q_{\text{пал}}^x + Q_{\text{екз}}} = \frac{Q_{\text{т.п}} - Q_{\text{т.м}} + Q_{\text{енд}}}{Q_{\text{пал}}^x + Q_{\text{екз}}} = \eta_{\text{техн.}}$$

При запису по оберненому балансу $\eta_{\text{вир.т}}^{\text{вих}}$ визначається за формулою

$$\eta_{\text{вир.т}}^{\text{вих}} = 1 - \frac{Q_{\text{т.в}} + Q_{\text{т.г}} + \sum Q_{\text{втр}}}{Q_{\text{пал}}^x + Q_{\text{екз}}} \quad (10.1)$$

Другий варіант — замкнуте виробниче тепловикористання (рис. 10.1, б).

Коефіцієнт виробничого тепловикористання може бути визначений за формулою

$$\eta_{\text{вир.т}}^{\text{замк}} = \frac{Q_{\text{кор}}}{(Q_{\text{пал}}^x)' + Q_{\text{екз}}} = 1 - \frac{Q_{\text{т.в}} + Q'_{\text{т.г}} + \sum Q_{\text{втр}}}{(Q_{\text{пал}}^x)' + Q_{\text{екз}}} \quad (10.2)$$

У цьому варіанті регенеративне використання теплоти технологічних газів (на нагрівання повітря і повернення його в робочу камеру ВУ) веде до зниження питомої витрати палива від величини b до b' ($b > b'$), що позначено індексом "штрих" у залежних від b' величин $(Q_{\text{пал}}^x)'$ та $Q'_{\text{т.г}}$.

Третій варіант — зовнішнє тепловикористання (для вироблення енергії електричної чи теплової) — рис. 10.1, в).

При виробленні за рахунок теплоти технологічних газів енергоносія зовнішнього призначення, наприклад, пари виробничих чи енергетичних параметрів, умови проведення основного виробничого процесу (технологічного процесу в робочій камері) не змінюються (порівняно з початковим варіантом рис. 10.1, а), тобто $b = \text{const}$ і $\eta_{\text{вир.т}} = \text{const}$.

Однак коефіцієнт виробничого тепловикористання всієї установки (включаючи й енергоустановку, що використовує теплоту газів) підвищується при цьому на величину

$$\Delta \eta_e = \frac{a_e Q_{\text{т.г}}}{Q_{\text{пал}}^x + Q_{\text{екз}}}, \quad (10.3)$$

де a_e — частка ентальпії відхідних технологічних газів, що використовується на вироблення енергоносія зовнішнього призначення.

Результативний коефіцієнт виробничого тепловикористання для установки, коли теплота технологічних газів повністю використовується на зовнішнє споживання, становить

$$\eta_{\text{вир.т}}^{\text{зовн}} = \frac{Q_{\text{кор}} + a_e Q_{\text{т.г}}}{Q_{\text{пал}}^x + Q_{\text{екз}}} = \frac{Q_{\text{т.п}} - Q_{\text{т.м}} + Q_{\text{енд}} + \alpha_e Q_{\text{т.г}}}{Q_{\text{пал}}^x + Q_{\text{екз}}}, \quad (10.4)$$

або

$$\eta_{\text{вир.т}}^{\text{зовн}} = \frac{Q_{\text{т.п}} - Q_{\text{т.м}} + Q_{\text{енд}}}{Q_{\text{пал}}^x + Q_{\text{екз}}} + \frac{a_e Q_{\text{т.г}}}{Q_{\text{пал}}^x + Q_{\text{екз}}} = \eta_{\text{вир.т}}^{\text{вих}} + \Delta\eta_e. \quad (10.5)$$

Четвертий варіант — комбіноване тепловикористання технологічних газів, що передбачає як внутрішнє тепловикористання для нагріву повітря, так і зовнішнє — для вироблення енергоносія, що використовується поза межами основного технологічного процесу, — рис. 10.1, з.

Коефіцієнт виробничого тепловикористання для установки комбінованого тепловикористання визначиться за формулою

$$\eta_{\text{вир.т}}^{\text{комб}} = \frac{Q_{\text{кор}} + a_e Q_{\text{т.г}}''}{(Q_{\text{пал}}^x)'' + Q_{\text{екз}}} = \frac{Q_{\text{т.п}} - Q_{\text{т.м}} + Q_{\text{енд}}}{(Q_{\text{пал}}^x)'' + Q_{\text{екз}}} + \frac{a_e Q_{\text{т.г}}''}{(Q_{\text{пал}}^x)'' + Q_{\text{екз}}}, \quad (10.6)$$

де індекси "''" вказують на те, що ВУ працює на відповідно розвинутому гарячому дутті.

Загальні рівняння (10.1)—(10.6) характеризують вплив на ВУ тільки того чи іншого варіанта додаткового тепловикористання і не дають підстав для об'єктивного їх порівняння.

Для такого порівняння треба дотримуватись обов'язково однакового асортименту продуктів, які виробляються у варіантах, що порівнюються.

10.3. Порівняльна оцінка варіантів використання теплоти технологічних газів

Проблема використання теплоти відхідних технологічних газів та вибору оптимального в цьому плані варіанта не має однозначного вирішення і складається з таких частково взаємозв'язаних аспектів: енергетичного, технологічного, економічного та експлуатаційного. Недо-

оцінка будь-якого із цих аспектів може викликати серйозні виробничо-господарські труднощі.

Енергетичний аспект найбільш очевидний, його легко розрахувати. При цьому необхідно забезпечити порівняльність варіантів по всьому асортименту продуктів, що виробляються, а також враховувати самоспоживання електроенергії по кожному варіанту.

У зв'язку з цим вводиться поняття порівняльного енергетичного к.к.д. — $\eta^{п.е}$ та порівняльної зведеної питомої витрати умовного палива — $b^{зв.п}$.

Розглянемо два основних варіанти тепловикористання — комбінований та чисто замкнутий, які подані на рис. 10.2 та 10.3.

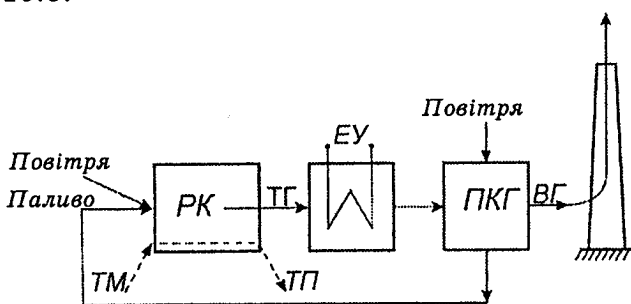


Рис. 10.2. Схема комбінованого тепловикористання у високотемпературній установці

Варіант комбінованого тепловикористання (к.т.) подано на рис. 10.2.

Порівняльний енергетичний к.к.д. ($\eta_{к.т}^{п.е}$) визначиться з рівняння

$$\eta_{к.т}^{п.е} = \frac{Q_{кор} + Q_{дод}}{(Q_{пал}^x)' + Q_{екз} + \sum N_{в.п} q_T} = \frac{(Q_{т.п} - Q_{т.м} + Q_{енд}) + a_c Q'_{т.г}}{(Q_{пал}^x)' + Q_{екз} + \sum N_{в.п} q_T}, \quad (10.7)$$

а порівняльна зведена питома витрата умовного палива ($b_{к.т}^{зв.п}$) — з рівняння

$$b_{к.т}^{зв.п} = \frac{(Q_{пал}^x)' + Q_{екз} + \sum N_{в.п} q_T}{(Q_{п})_{у.п}}. \quad (10.8)$$

Варіант замкнутого тепловикористання (з.т.) подано на рис. 10.3, а.

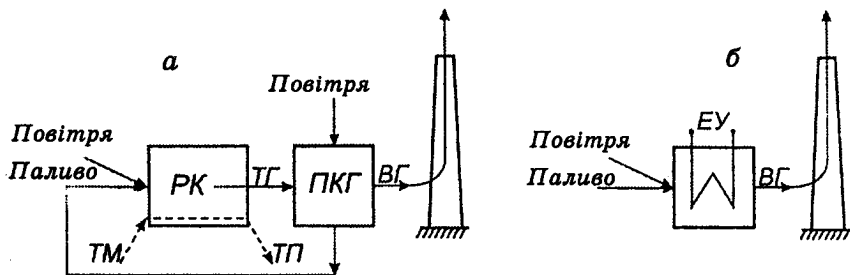


Рис. 10.3. Схема замкнутого тепловикористання у високотемпературній установці (а) та додаткової енергоустановки (б)

Для забезпечення рівних та об'єктивних умов щодо порівняння комбінованого варіанта з варіантом чисто замкнутого тепловикористання (рис. 10.3, а) останній має бути доповненим виробленням такої самої кількості і таких самих параметрів ($a, Q'_{т.г.}$) додаткового зовнішнього енергоносія (рис. 10.3, б).

В енергосистемі заводу або району це спричинює додаткові (до чисто замкнутого варіанта) витрати (б^{*}) умовного палива

$$b^* = \frac{a_0 Q'_{т.г.}}{\eta_{п.г.}^e (Q_{п.г.}^p)_{у.п.}}, \quad (10.9)$$

де $\eta_{п.г.}^e$ — енергетичний к.к.д. заводської чи районної парогенераторної установки, яка заміщається установкою показаною на рис. 10.3, б. Із врахуванням самоспоживання енергії можна прийняти $\eta_{п.г.}^e = 0,8$.

Для окремо здійснюваного виробничого процесу з чисто замкнутим тепловикористанням, енергетичний к.к.д. лише на технологічний процес ($\eta_{з.т.}^{техн.}$) визначиться з рівняння

$$\eta_{з.т.}^{техн.} = \frac{Q_{кор}}{(Q_{пал.}^x)'' + Q_{енз} + \sum N_{в.п.} q_T} = \frac{Q_{т.п.} - Q_{т.м.} + Q_{енд}}{(Q_{пал.}^x)'' + Q_{енз} + \sum N_{в.п.} q_T} \quad (10.10)$$

і, відповідно, витрати умовного палива на технологічний процес — з рівняння

$$b_{з.т.}^{техн.} = \frac{(Q_{пал.}^x)'' + Q_{енз} + \sum N_{в.п.} q_T}{(Q_{п.г.}^p)_{у.п.}} \quad (10.11)$$

При цьому витрата палива в технологічній установці знизиться, тобто матиме місце нерівність $(Q_{\text{пал}}^x)'' < (Q_{\text{пал}}^x)'$.

Порівняльна зведена питома витрата умовного палива $(b_{3.т}^{\text{зв.п}})$ для другого варіанта (рис. 10.3) складатиме

$$b_{3.т}^{\text{зв.п}} = b_{3.т}^{\text{техн}} + b^e. \quad (10.12)$$

Порівняльний енергетичний к.к.д. для варіанта окремого вироблення технологічного та енергетичного продукту $(\eta_{3.т}^{\text{п.е}})$ можна визначити з рівняння енергетичного балансу

$$b_{3.т}^{\text{техн}} \eta_{3.т}^{\text{техн}} + b^e \eta_{\text{п.г}}^e = (b_{3.т}^{\text{техн}} + b^e) \eta_{3.т}^{\text{п.е}}, \quad (10.13)$$

звідки

$$\eta_{3.т}^{\text{п.е}} = \frac{b_{3.т}^{\text{техн}} \eta_{3.т}^{\text{техн}} + b^e \eta_{\text{п.г}}^e}{(b_{3.т}^{\text{техн}} + b^e)}. \quad (10.14)$$

Основні порівняльні показники зводимо в таблицю:

Варіант тепловикористання	комбіноване	замкнуте
Порівняльний енергетичний к.к.д.	$\eta_{\text{к.т}}^{\text{п.е}}$	$\eta_{3.т}^{\text{п.е}}$
Порівняльна зведена питома витрата умовного палива	$b_{\text{к.т}}^{\text{зв.п}}$	$b_{3.т}^{\text{зв.п}}$

Варіант, у якому порівняльний енергетичний к.к.д. вищий, а порівняльна зведена питома витрата умовного палива менша, буде кращим з енергетичної точки зору.

Технологічний аспект проблеми використання теплоти відхідних газів полягає в тому, що деякі варіанти регенерації теплоти можуть забезпечити підвищення температурного рівня робочої камери і всіх залежних від нього технологічних характеристик процесу. Практично це стосується тільки нагріву повітря, що дає не лише найбільшу економію палива для високотемпературного теплотехнологічного процесу, а й досить помітне підвищення питомої продуктивності робочої камери. В деяких випадках підвищується якість технологічного продукту, що виводиться з ВУ.

Економічний аспект проблеми по суті є головним тому, що виражає кінцевий результат, тобто досягнення найбільшої ефективності тепловикористання при найменших капіталовкладеннях.

Для порівняння можливих варіантів та вибору економічно обґрунтованого оптимального варіанта використовують поняття розрахункових зведених витрат:

$$B_{\text{р.зв.в}} = C + E_n K \text{ (грн/рік)}, \quad (10.15)$$

де C — собівартість продукту, куди включаються паливно-енергетичні витрати, амортизаційно-ремонтні відрахування, собівартість вихідних матеріалів та витрати на персонал, грн/рік; K — загальний об'єм капіталовкладень, грн; E_n — нормативний коефіцієнт окупності, який для енергетичних розрахунків приймається рівним 0,12...0,15, що відповідає 7...8 рокам окупності витрат.

Величини C та K мають включати додаткові складові, які стосуються відокремленого вироблення такої самої кількості та якості зовнішнього енергоносія в енергосистемі заводу чи району, як і у варіанті комбінованого тепловикористання.

Зведені розрахункові витрати найбільш правильно визначати в гривнях за рік, а не на 1 т основного технологічного продукту. Це дає змогу врахувати використання теплоти протягом року в варіантах комбінованого тепловикористання.

Вирішальним фактором, який визначає економічність того чи іншого варіанта тепловикористання є масштаб теплової потужності ВУ.

Експлуатаційний аспект проблеми використання теплоти технологічних газів полягає в тім, що при високій температурі цих газів та значному вмісті в них розплавленого виносу (в основному для плавильних печей) можливість транспортування таких газів по гарячих цегляних газоходах виключається. Це відбувається через інтенсивне шлакування таких газоходів та розташованих за ними тепловикористовуючих установок.

Різке збільшення при цьому газового опору викликає необхідність відповідного зниження теплового навантаження, тобто технологічної віддачі ВУ. Нормальна продуктивність

ВУ за цих умов може бути забезпечена, як показує досвід, лише за наявності радіаційної грануляції розплавленого виносу, який міститься у технологічних газах. Така грануляція може здійснюватись у камері, обладнаній екранними випарними поверхнями нагріву, що розміщується безпосередньо за робочою камерою ВУ. Цим пояснюється застосування для високотемпературних плавильних печей радіаційних парогенераторів, які розміщуються за ними. Вони виконують роль грануляторів розплавленого виносу і необхідні не з економічних міркувань, а для забезпечення безперебійної експлуатації самого технологічного агрегату.

10.4. Основи регенеративного тепловикористання

10.4.1. Основні положення. Дослівно «регенеративний» означає «відновлювальний». Сутність регенеративного тепловикористання в промислових паливних ВУ проявляється в тім, що теплота, яка виноситься з робочої камери (з технологічними газами, з технологічними продуктами та відходами) тим чи іншим чином повертається в ту саму робочу камеру (з нагрітим повітрям, паливом чи технологічними матеріалами).

Як відомо, втрати теплоти з технологічними газами, що виходять з робочих камер, досить великі (45...75%), а температура їх в окремих випадках дуже висока, °С:

- 1) після мартенівських печей — 1700,
- 2) після нагрівальних колодязів — 1250,
- 3) після нагрівальних камерних печей — 1100—1200,
- 4) після методичних печей — 700—1000.

Теплота відхідних технологічних газів може бути частково повернута у ВУ за рахунок:

1) фізичної регенерації, тобто нагрівання відхідними газами компонентів горіння (частіше тільки дуттьового повітря, а іноді повітря та газоподібного палива);

2) хімічної регенерації, коли теплота відхідних газів використовується для спеціальної термохімічної ендотермічної підготовки палива;

3) попереднього нагрівання відхідними газами вихідних технологічних матеріалів.

Ці варіанти не рівноцінні за своєю ефективністю, а також практичною реальністю, тобто промисловою освоєністю та універсальністю застосування.

Фізична регенерація найефективніша та найбільш освоєна в промисловості.

Якщо йдеться про нагрівання компонентів горіння, то майже завжди мають на увазі нагрівання тільки атмосферного повітря, необхідного для процесу горіння. Нагрівання палива вносить мало фізичної теплоти в робочу камеру. Це підтверджується відношенням водяних еквівалентів повітря та палива, яке становить $W_{\text{пов}}/W_{\text{пал}}=8\ldots 10$. Воно свідчить, що при нагріванні повітря фізичної теплоти передається в робочу камеру у 8...10 разів більше, ніж при нагріванні палива.

Крім того, нагрівання палива з великим вмістом вуглеводнів (C_mH_n) зв'язано з небезпекою їх передчасного розкладу і випаданням при цьому сажових відкладень всередині теплообмінників. Це може порушити їх нормальну роботу і частково знецінити паливо, яке нагрівається. Винятком є доменний газ, який на 30% складається з CO, а $W_{\text{пов}}/W_{\text{пал}}=0,7\ldots 0,8$.

Тому далі розглядатиметься регенеративне нагрівання тільки дуттьового повітря, хоча висновки в принциповій своїй частині стосуються нагрівання обох газоподібних компонентів горіння (газ+повітря).

При нагріванні дуття зростає температура горіння палива, а значить і середня ефективна температура газів (теплоносія) в робочій камері, в результаті чого підвищується її питома технологічна продуктивність.

Адіабатна температура горіння $t_{a,r}$ визначається з рівняння

$$t_{a,r} = \frac{Q_n^p + J_{\text{пов}}}{\sum \nu_r c_r}, \quad (10.16)$$

де $J_{\text{пов}} = \alpha_{p,k} \nu_{\text{пов}} c_{\text{пов}} t_{\text{пов}}$ — фізична теплота дуттьового повітря; $\alpha_{p,k}$ — коефіцієнт витрати повітря в робочій камері.

У промислових установках високотемпературний нагрів дуттьового повітря тим ефективніший, чим вище температура технологічного продукту, що виводиться з робочої камери ВУ.

10.4.2. Економія палива при нагріванні повітря. Для виявлення економії палива при регенеративному нагріванні повітря порівнюємо технологічний процес у робочій камері на холодному та гарячому повітрі при незмінній величині освоєної в ній теплоти (рис. 10.4).

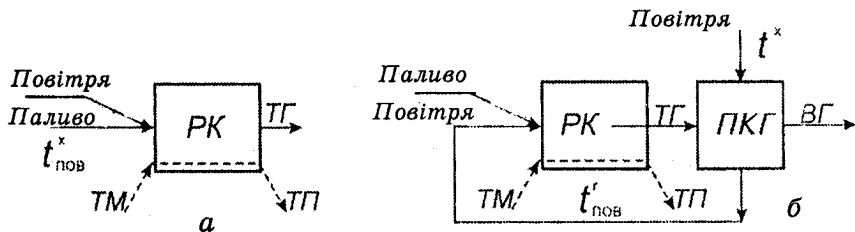


Рис. 10.4. Порівняльні схеми високотемпературних установок: а — схема без використання теплоти технологічних газів для нагрівання повітря; б — схема з використанням теплоти технологічних газів для нагрівання повітря

Для спрощення задачі розглянемо високотемпературний процес нагрівання матеріалу, коли

$$Q_{\text{енд}}=0; Q_{\text{екв}}=0; Q_{\text{т.в}}=0.$$

Освоєна теплота в робочій камері витрачається на здійснення технологічного процесу (корисна теплота для прийнятих умов, $Q_{\text{кор}}=Q_{\text{т.п}}-Q_{\text{т.м}}$) та втрачається з охолодженням у межах цієї самої робочої камери:

$$\Sigma Q_{\text{охол}}=Q_{\text{охол}}^{\text{пр}}+\Sigma Q_{\text{н.с}} \text{ (кВт)}, \quad (10.17)$$

де $Q_{\text{охол}}^{\text{пр}}$ — примусове охолодження робочої камери; $\Sigma Q_{\text{н.с}}$ — втрати теплоти в навколишнє середовище.

Таким чином, освоєна теплота в робочій камері (у загальному вигляді за прямим тепловим балансом) визначиться з рівняння

$$Q_{\text{осв}}=Q_{\text{кор}}+\Sigma Q_{\text{охол}} \text{ (кВт)}. \quad (10.18)$$

Нагадуємо умову порівняльних схем (рис. 10.4) на холодному та гарячому повітрі: $Q_{\text{осв}}=\text{const}$.

За оберненим тепловим балансом величина освоєної теплоти в робочій камері на холодному повітрі становитиме

$$Q_{\text{осв}}^x=Gb(Q_{\text{н}}^{\text{р}}-v_{\text{т}}c_{\text{т}}t_{\text{т.г}}), \text{ (кВт)}, \quad (10.19)$$

де G — продуктивність агрегата, кг/с; b — питома витрата палива, кг/кг.

При переході на гаряче повітря змінюються G та b , що позначається відповідним індексом "і" (див. 9.4.1).

Величина регенеративної теплоти з гарячим повітрям при охолодженні технологічних газів від $t_{т.г}$ до $t_{в.г}$ без урахування незначного розсіювання теплоти у підігрівнику повітря та в гарячих повітропроводах на одиницю спаленого палива становитиме

$$Q_{г.пов}^{пал} = (v_{г.г} c_{г.г} t_{т.г} - v_{г.г} c_{г.г} t_{в.г}). \quad (10.20)$$

З урахуванням викладеного величина освоєної теплоти в робочій камері на гарячому повітрі становитиме

$$Q_{осв}^г = G' b' ((Q_{н}^p - v_{г.г} c_{г.г} t_{т.г}) + Q_{г.пов}^{пал}).$$

Внесемо в це рівняння значення $Q_{г.пов}^{пал}$:

$$Q_{осв}^г = G' b' ((Q_{н}^p - v_{г.г} c_{г.г} t_{т.г}) + (v_{г.г} c_{г.г} t_{т.г} - v_{г.г} c_{г.г} t_{в.г})).$$

Після скорочення одержимо

$$Q_{осв}^г = G' b' (Q_{н}^p - v_{г.г} c_{г.г} t_{в.г}). \quad (10.21)$$

За умови $Q_{осв}^x = Q_{осв}^г$ маємо

$$Gb(Q_{н}^p - v_{г.г} c_{г.г} t_{т.г}) = G' b' (Q_{н}^p - v_{г.г} c_{г.г} t_{в.г}),$$

звідки
$$b' = b \frac{G(Q_{н}^p - v_{г.г} c_{г.г} t_{т.г})}{G'(Q_{н}^p - v_{г.г} c_{г.г} t_{в.г})}. \quad (10.22)$$

Таким чином питома витрата палива на гарячому повітрі (b') скорочується за двома напрямками, тобто внаслідок:

1) більш повного використання для технологічного процесу в робочій камері теплоти технологічних газів, тому що $t_{в.г} < t_{т.г}$;

2) зростання продуктивності робочої камери ($G' > G$) через вищу температуру газу в ній, що приводить до збільшення питомого теплосприймання, тобто в рівнянні (10.18) відбувається перерозподіл між $Q_{кор}$ та $\Sigma Q_{охол}$ у бік першої з указаних складових освоєної теплоти.

Із рівняння (10.22) випливає, що загальна витрата пали-

ва при $Q_{\text{осв}} = \text{const}$ також скорочується до величини

$$B' = B \frac{(Q_{\text{н}}^{\text{р}} - v_{\text{г}} c_{\text{г}} t_{\text{т.г}})}{(Q_{\text{н}}^{\text{р}} - v_{\text{г}} c_{\text{г}} t_{\text{в.г}})}. \quad (10.23)$$

Якщо вважати, що $B = \text{const}$, то на гарячому повітрі продуктивність робочої камери зросте порівняно з G' і становитиме

$$G'' = \frac{B}{b'}, \quad (10.24)$$

де $B = Gb$ та $B' = G'b'$.

Повертаючись до рівняння (10.22), слід врахувати, що теплота повного згоряння палива $Q_{\text{н}}^{\text{р}} - v_{\text{г}} c_{\text{г}} t_{\text{а.г}}$ залежить від нагрівання повітря (див. формулу (10.16)). Разом з тим величина $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$, окрім складу горючої частини та зольності, визначається і газоутворювальним баластом палива, тобто вмістом в ньому води, CO_2 та N_2 . Звідси дійдемо висновку, що енергоекономічна ефективність використання гарячого повітря за зниженої якості палива відносно підвищується в результаті росту його газоутворювального баласту, який впливає на температуру згоряння. Так само впливає зростання температури технологічних газів, яка залежить, в свою чергу, від температури технологічного продукту.

10.4.3. Техніко-економічні та експлуатаційні межі регенеративного нагріву повітря. Регенеративний нагрів повітря, нарівні з високою технологічною та енергетичною ефективністю, має певні обмеження, які визначаються передусім техніко-економічними міркуваннями.

Щоб розглянути це питання, використовують поняття коефіцієнта регенерації теплоти відхідних технологічних газів

$$\eta_{\text{р}} = \frac{Q_{\text{пов}}^{\text{р}}}{Q_{\text{т.г}}} = \frac{\alpha_{\text{пов}} v_{\text{пов}}^0 c_{\text{пов}} t_{\text{пов}}^{\text{р}}}{\alpha_{\text{т.г}} v_{\text{т.г}}^0 c_{\text{т.г}} t_{\text{т.г}}}. \quad (10.25)$$

Аналізуючи цей вираз, можна дійти висновку, що ні за яких умов $\eta_{\text{р}}$ не може дорівнювати одиниці, тобто умова $\eta_{\text{р}} \neq 1$ справедлива з таких причин:

- 1) $\alpha_{\text{пов}} < \alpha_{\text{т.г}}$ — за рахунок присмоктування повітря по газовому тракту установки;
- 2) $c_{\text{пов}} < c_{\text{т.г}}$ — тому що в технологічних газах вміст трьохатомних газів більший, ніж у повітрі;
- 3) $t_{\text{пов}}^r < t_{\text{т.г}}$ — за умовою теплообміну.

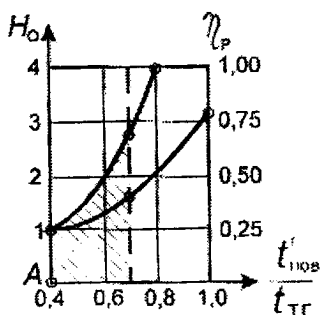


Рис. 10.5. Граничні параметри високотемпературного регенеративного нагрівання повітря

Залежності на рис. 10.5 взято для конкретної мартенівської печі. Початок відліку параметрів регенеративного нагрівання повітря (точка А) прийнятий для таких умов: $t_{\text{т.г}}^r = 1625^\circ\text{C}$, $t_{\text{пов}}^r = 650^\circ\text{C}$, а $t_{\text{пов}}^r / t_{\text{т.г}}^r = 650 / 1625 = 0,4$ та $H_0 = 1$. Температура гарячого повітря (650°C) дуже близька до температури займання газоповітряної суміші при спалюванні природного газу.

Із рисунка видно, що при $t_{\text{пов}}^r / t_{\text{т.г}}^r = 1$ (для чого, до речі, потрібно було б мати $H_0 = \infty$) маємо $\eta_p = 0,76$. Заштрихована площа відповідає області реально існуючих $\eta_p < 0,5$ та $t_{\text{пов}}^r / t_{\text{т.г}}^r < 0,7$, $H_0 < 3$.

Максимальне значення параметрів регенеративного нагріву повітря застосовується, наприклад, для мартенівських печей, коли $t_{\text{т.г}}^r = 1600 \dots 1625^\circ\text{C}$, а $t_{\text{пов}}^r = 1100 \dots 1150^\circ\text{C}$. Поверхня нагріву теплообмінників (цегляних рекуператорів) зростає більш як у 3 рази порівняно з необхідною при $t_{\text{пов}}^r / t_{\text{т.г}}^r = 0,4$, коли $t_{\text{пов}}^r$ не перевищує 650°C .

Слід враховувати, що при $t_{\text{т.г}}^r > 700 \dots 800^\circ\text{C}$ необхідно застосовувати тільки керамічні регенератори чи рекуператори. При використанні відхідних газів після плавильних печей підігрівники повітря піддаються інтенсивному шлакуванню

На рис. 10.5 показано зміни параметрів високотемпературного регенеративного нагрівання повітря при спалюванні у ВУ природного газу. По осі абсцис відкладається відношення $t_{\text{пов}}^r / t_{\text{т.г}}^r$, а по осі ординат — відповідні величини η_p та необхідні відносні поверхні теплообмінників для нагрівання повітря H_0 .

Залежності на рис. 10.5 взято для конкретної мартенівської печі. Початок відліку параметрів регенеративного нагрівання повітря (точка А) прийнятий для таких умов: $t_{\text{т.г}}^r = 1625^\circ\text{C}$, $t_{\text{пов}}^r =$

та хімічній корозії розплавленим виносом, чим і визна-чається їх низька експлуатаційна ефективність та надійність. Тому нагрів повітря понад 700...800 °С або взагалі недоцільний, що пояснюється зазначеними експлуатаційними факторами, або може бути виправданим тільки особливими обставинами, зокрема, необхідністю створення найбільш високих температур, наприклад, в сталеплавильній камері мартенівської печі.

10.4.4. Автономний високотемпературний нагрів повітря. У деяких випадках — за високих значень ефективної усередненої температури продуктів згоряння в робочій камері ВУ та температури технологічного продукту і коли ці температури близькі між собою, високотемпературний нагрів повітря абсолютно необхідний. Однак досягти цього за рахунок теплоти відхідних газів можна не завжди. Високотемпературний регенеративний нагрів дуття утруднюється або виключається в таких випадках:

1) коли необхідна за технологічним регламентом температура повітря така висока, що для нагріву його можуть застосовуватись тільки керамічні теплообмінники, а технологічні гази містять велику кількість розплаву, пилу та отруйних газів;

2) коли технологічні гази на виході з робочої камери мають порівняно низьку температуру, але утримують у собі достатню кількість хімічно зв'язаної теплоти, яка може бути використана в суміжних вогнетехнічних процесах, в тому числі і для автономного нагріву повітря.

Таке становище характерне для шахтових чавунно-ливарних вагранок та доменних печей. Відхідні гази в них за рахунок протитокового нагріву технологічних матеріалів мають температуру в межах 250...300 °С, але містять в собі до 30% CO, що рівноцінно теплоті згоряння доменного газу, приблизно 4,5 МДж/м³.

На рис. 10.6 показано схему автономного нагріву повітря. Питома витрата палива на основний агрегат, наприклад на шахтову піч, скоротиться до величини, рівновеликої регенеративному підігріву повітря, тобто до b' . Однак сумарна питома витрата палива з урахуванням додаткового

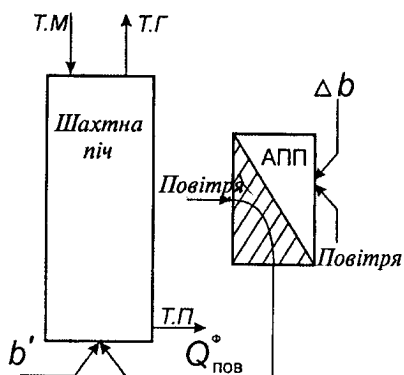


Рис. 10.6. Схема автономного нагріву дуттьового повітря для шахтної печі.
АПП — автономний підігрівник повітря

споживання його в автономному підігрівнику повітря Δb буде становити

$$\Sigma b' = b' + \Delta b. \quad (10.26)$$

Автономне нагрівання повітря в технологічному аспекті може бути рівноцінним регенеративному, але по витраті теплоти він менш вигідний, тому що $\Sigma b' > b'$.

Тому автономний нагрів повітря, якщо він технологічно необхідний, економічно найбільш вигідний тоді, коли такий підігрівник працює на менш якіс-

ному та дешевшому порівняно з основним агрегатом паливі. Наприклад, у доменному виробництві вартість коксу (основного палива для плавлення чавуну з руди) на порядок вище вартості еквівалентної кількості теплоти низькоякісного доменного газу, який може використовуватись на автономний нагрівання повітря.

Менш виправдане застосування автономних підігрівників повітря на природному газі або на мазуті, які іноді використовуються для чавунно-ливарних вагранок або шахтових печей, а також у кольоровій металургії. Температура відхідних газів таких установок становить приблизно 350...450°C, що недостатньо для скільки-небудь суттєвого нагріву повітря. У цих газах міститься $\approx 5...15\%$ СО. Тому щоб уникнути отруювання навколишнього середовища, такі гази доводиться допалювати в спеціальному обладнанні (свічці) при додатковій витраті більш якісного газу на запальний палик.

Вказані труднощі можна обійти, якщо зменшити висоту зони підігріву матеріалу, чим підняти температуру відхідних технологічних газів до 650...700°C. При допалюванні СО в межах шахти та з урахуванням фізичної тепло-

ти газів можливий повний високотемпературний регенеративний нагрів повітря.

10.4.5. Хімічна регенерація теплоти. Сутність хімічної регенерації теплоти відхідних газів полягає у використанні їх фізичної теплоти для попередньої термічної переробки вихідного палива. Паливо при цьому отримує підвищену кількість хімічно зв'язаної теплоти, а також нагрівається до більш чи менш високої температури.

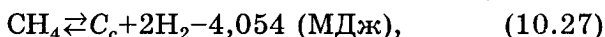
У принципі ендотермічній переробці може підлягати будь-яке паливо, але найбільш скоро вона може бути здійснена при використанні у ВУ як палива природного газу, який на 90...95% складається з метану (CH_4).

У робочу камеру при цьому регенерується:

- теплота гарячого повітря $Q_{\text{пов}}^{\text{ф}}$;
- приріст хімічно зв'язної теплоти природного газу при ендотермічній його переробці $\Delta Q_{\text{пал}}^{\text{х}}$;
- фізична теплота природного газу, нагрітого в процесі його ендотермічної переробки $Q_{\text{пал}}^{\text{ф}}$.

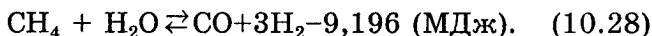
У деяких хімічних виробництвах широко використовуються два варіанти переробки природного газу (метану):

1) термічний розклад, або крекінг, для одержання водню та сажі, який здійснюється за рівнянням (на $1 \text{ м}^3 \text{ CH}_4$)



де C_c — кількість виділеного сажистого вуглецю (теоретично 0,536 кг);

2) парова конверсія для отримання відновних газів; на 1 м^3 метану здійснюється згідно з рівнянням:



Ці варіанти технологічної переробки природного газу можливо використати у високотемпературних установках для більш повної регенерації теплоти технологічних газів.

Більш перспективною є хімічна регенерація по другому варіанту, принципова схема якої наведена на рис. 10.7.

Конверсія $1 \text{ м}^3 \text{ CH}_4$ ($Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 35,78 \text{ МДж/м}^3$) із стехіометричною кількістю водяної пари (1 м^3 або 0,805 кг) дає $1 \text{ м}^3 \text{ CO}$ та $3 \text{ м}^3 \text{ H}_2$ із загальною теплотою згоряння $\Sigma Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 44,976 \text{ МДж}$.

Приріст хімічно зв'язаної теплоти конвертованого газу при цьому становитиме

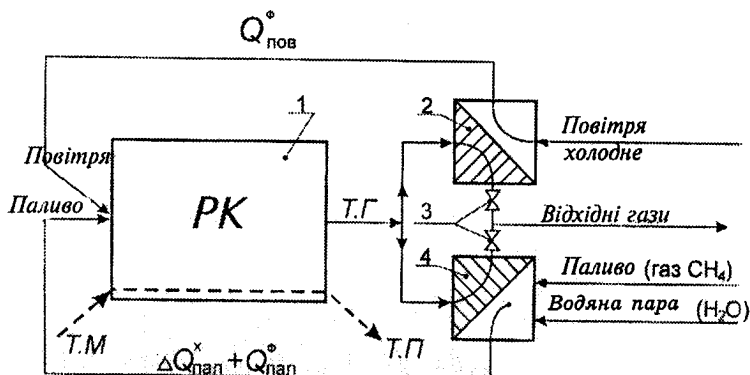


Рис. 10.7. Принципова схема хімічної регенерації теплоти технологічних газів при пароводяній конверсії природного газу: 1 — робоча камера ВУ; 2 — підігрівник дуттьового повітря; 3 — газорегулюючі шибери; 4 — реактор для конверсії природного газу АПП — автономний підігрівник повітря

$$\Delta Q_{\text{пал}}^x = 44,976 - 35,780 = 9,196 \text{ МДж,}$$

що і являє собою власне хімічну регенерацію теплоти технологічних відхідних газів, тому що для здійснення реакції конверсії згідно з рівнянням (10.28) від цих газів відводилось саме 9,196 МДж на 1 м³ СН₄.

Якщо прийняти кінцеву температуру конвертованого газу та нагрітого повітря в межах 800°C, що можливо здійснити в сталевих трубних теплообмінниках, то фізична теплота конвертованого газу становитиме $Q_{\text{пал}}^{\phi} = 4,222$ МДж, а фізична теплота 9,5 м³ повітря (на 1 м³ СН₄) дорівнюватиме $Q_{\text{пов}}^{\phi} = 10,700$ МДж. Таким чином, сумарна теплота регенерації технологічних відхідних газів у цьому разі становитиме (на 1 м³ СН₄)

$$\Sigma Q_{\text{рег}} = \Delta Q_{\text{пал}}^x + Q_{\text{пал}}^{\phi} + Q_{\text{пов}}^{\phi} = 9,196 + 4,222 + 10,700 = 24,118 \text{ МДж.}$$

Це в 2,25 разу перевищує $Q_{\text{пов}}^{\phi}$ і при $t_{\text{т.г}} = 1500^{\circ}\text{C}$ відповідає коефіцієнтові регенерації теплоти технологічних відхідних газів $\eta_p = 0,85$. Цим самим відкривається принципова можливість здійснення повністю замкнутого регенеративного використання теплоти високотемпературних технологічних відхідних газів.

Серйозні труднощі реалізації хімічної регенерації теплоти пов'язані з надзвичайно високим температурним рівнем газів у робочій камері (дисоціація трьохатомних газів, утворення оксидів азоту тощо).

Крім цього, виникають й інші нерозв'язані проблеми:

1) витрата пари на конверсію $1 \text{ м}^3 \text{ CH}_4$ теоретично становить приблизно 1 кг, а на практиці — 1,5...2,0 кг. Це потребує додаткових витрат енергії на власні потреби ВУ і знецінює економію палива приблизно на 10% на кожний кілограм пари, витраченої на конверсію;

2) у трубчастих сталевих реакторах, заповнених каталізуючою насадкою, які найбільш підходять до умов цієї реакції, можлива незавершеність конверсії в окремих трубках з утворенням сажистого вуглецю. Це в свою чергу спричинює підвищення витрати пари та зниження експлуатаційної ефективності установки;

3) підвищений вихід сажистого вуглецю знижує каталізуючу активність насадки, підвищує її гідравлічний опір, потребує більш часті заміни насадок.

Крім того, наявність розплавленого винесення може спричинити до шлакування труб установки.

Таким чином, можливість реалізації хімічної регенерації теплоти технологічних відхідних газів визначається подоланням вказаних труднощів.

10.4.6. Попередній нагрів відхідними газами технологічних матеріалів. На рис. 10.8 подана схема використання теплоти відхідних газів для нагріву технологічних матеріалів.

Для виявлення порівняльної ефективності попереднього нагріву технологічних матеріалів з варіантом без такого нагріву приймемо умови:

1) основна камера працює на холодному повітрі;

2) в обох варіантах кількість освоєної теплоти стала, тобто $Q_{\text{осв}} = Q_{\text{кор}} + \Sigma Q_{\text{охол}} = \text{const}$.

Корисне теплосприймання $Q_{\text{кор}} = G c_{\text{т.м}}(t_{\text{т.п}} - t_{\text{т.м}})$ відбувається або в одній робочій камері, або в дещо скороченій основній його частині, доповненій теплообмінником для попереднього нагріву технологічних матеріалів, а $\Sigma Q_{\text{охол}}$ — сумарне

відведення теплоти в системі, яка забезпечує підвищення температури (ентальпії) матеріалу, що обробляється у ВУ, від $t_{т.м}$ до $t_{т.п}$.

За наявності попереднього нагріву технологічного матеріалу величина $\Sigma Q_{\text{охол}}$ не тільки не зменшується, як при нагріві повітря, а навіть зростає (найчастіше за рахунок теплосприйняття частково при знижених температурах газів). У крайньому разі можна вважати $\Sigma Q_{\text{охол}} = \text{const}$, що відповідає $Q_{\text{роп}} = \text{const}$.

Аналізуючи доцільність попереднього нагріву технологічного матеріалу або шихти, слід розрізняти:

а) промислові ВУ чисто протитокового типу, коли немає чіткої межі між основною робочою камерою та зоною попереднього нагріву (методичні, шахтові печі);

б) плавильні ВУ ванного, конверторного та циклонного типів, для яких попередній нагрів матеріалу може здійснюватися тільки у відокремлених теплообмінниках, а робоча камера характеризується співвідношенням $t_{т.г} > t_{т.п}$.

Питання попереднього нагріву технологічного матеріалу найбільш переконливо можна дослідити в умовах роботи ВУ другої групи (рис.10.8).

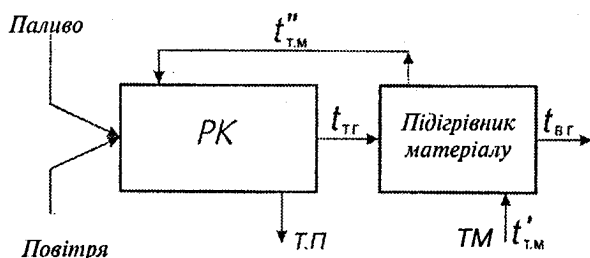


Рис. 10.8. Схема нагріву відхідними газами технологічного матеріалу

Тут попередній нагрів матеріалу в окремому теплообміннику зменшує теплосприймання в основній робочій камері ВУ на величину

$$\Sigma Q_{\text{п.м}} = G_{\text{т.м}} c_{\text{т.м}} (t''_{\text{т.м}} - t'_{\text{т.м}}), \quad (10.29)$$

де $G_{\text{т.м}}$ — продуктивність ВУ за одиницю часу, яку можна вважати незмінною при $Q_{\text{осв}} = \text{const}$ та $\Sigma Q_{\text{охол}} = \text{const}$.

Щоб забезпечити виконання цих умов, необхідно мати рівні щільності теплосприймання в окремому виділеному підігрівнику матеріалу та в тій частині робочої камери, яка ним замінюється (рис. 10.9).

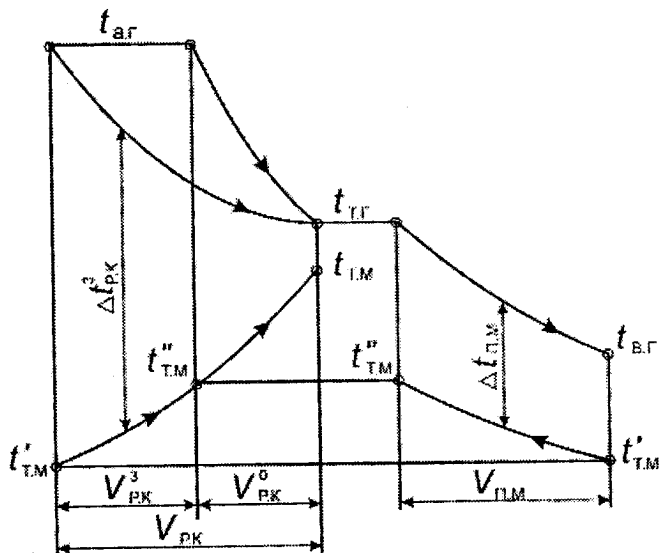


Рис. 10.9. Температурні параметри процесу при відсутності та при наявності попереднього нагрівання технологічних матеріалів: $V_{р.к}$ — робоча камера при відсутності попереднього нагрівання матеріалу; $V_{п.м}$ — підігрівник матеріалу; $V_{р.к}^3$ — замінена частина робочої камери; $V_{р.к}^0$ — основна частина робочої камери; $t_{а.г}$ — температура адиабатного горіння

Ця умова може бути записана так: $\Delta t_{р.к}^3 K_{р.к}^3 = \Delta t_{п.м} K_{п.м}$, де $K_{р.к}^3$ та $K_{п.м}$ — результативні коефіцієнти теплопередачі в заміненій частині робочої камери та в окремому зовнішньому підігрівнику матеріалу віднесені до одиниці об'єму чи площі поду ВУ.

Отже для збереження умови $\Sigma Q_{охол} = \text{const}$ необхідно, щоб існувало співвідношення

$$\frac{K_{п.м}}{K_{р.к}^3} = \frac{\Delta t_{р.к}^3}{\Delta t_{п.м}}, \quad (10.30)$$

з якого встановлюється залежність: оскільки $\Delta t_{p,k}^s > \Delta t_{п.м.}$, то необхідно мати $K_{п.м.} > K_{p,k}^s$ (що насправді не так), і тільки в цьому разі може бути $Q_{осв} = \text{const}$ та $G_{т.м} = \text{const}$.

Справді, для забезпечення умови $Q_{осв} = \text{const}$ зменшення величини $G_{т.м}$ має відповідати зростанню $\Sigma Q_{охол.}$

Якщо цього не враховувати і розглядати попередній нагрів технологічних матеріалів за найбільш сприятливих умов ($G_{т.м} = \text{const}$), питома витрата палива може визначитися з рівняння

$$b' = b \frac{(Q_n^p - v_r c_r t_{т.г.})}{(Q_n^p - v_r c_r t_{в.г.})}. \quad (10.31)$$

У даному разі, на відмінність від регенеративного нагріву повітря, питомі витрати палива зменшуються порівняно слабо — лише за рахунок більш глибокого охолодження газів у нагрівнику технологічних матеріалів, який за призначенням подібний до водяного економайзера парогенератора.

Якщо ж вважати сталою витрату палива ($B = \text{const}$), то технологічна продуктивність ВУ при наявності попереднього нагріву технологічних матеріалів G' зростає і становить

$$G' = \frac{B}{b'} > G. \quad (10.31)$$

Однак необхідно додатково враховувати такі обставини.

1. У собівартості більшості продуктів ВУ паливно-енергетична складова знаходиться в межах 5...15% (проти 60...65% в електроенергетиці).

2. Величина b' (див. формулу (10.31)) є видимою питомою витратою палива, а їй відповідає годинна витрата палива $B'_{вид.}$. Однак, щоб порівняльні варіанти використання теплоти відхідних газів звести до рівного асортименту продуктів, що виробляються, необхідно оперувати зведеними витратами палива

$$B'_{зв.} = B'_{вид.} + \Delta B'_e,$$

де $\Delta B'_e$ — додаткові витрати палива по енергосистемі заводу чи району, які забезпечують указану умову порівняння варіантів.

Насправді теплообмінні апарати для попереднього

нагріву технологічних матеріалів працюють, як правило, з малою питомою теплопродуктивністю, що обумовлено не тільки зниженими температурами газів, а й менш сприятливими умовами тепломасообміну ($K_{п.м} < K_{р.к}^2$).

Через це попередній нагрів відхідними газами технологічного матеріалу характеризується значно меншою ефективністю порівняно з нагрівом повітря, тому й застосовується за певних умов:

1) повної протитечії технологічних матеріалів та гарячих (технологічних) газів у єдиному теплообміннику без проміжних газоходів;

2) рівномірного і повного заповнення цього теплообмінника технологічними матеріалами, що обробляються;

3) високого рівня тепловіддачі по всьому газовому тракту теплообмінника, включаючи і його хвостову частину;

4) достатньої проникності шару матеріалу;

5) виключення можливості зашлакування прохідного перерізу теплообмінника.

Найбільш повно ці умови реалізуються в протитечійних шахтових печах (вапняково-випалювальних, доменних), в протитечійних тунельних печах для випалювання вогнетривких та керамічних виробів.

Можливість інтенсифікації теплообміну в шахтових установках обмежується такими обставинами:

1) зростання енергозатрат на подачу повітря пропорційно виразу $\frac{H}{d} w_r^2$, де H — висота шахти, м; d — середній діаметр

кусків матеріалу, що заповнює шахту, м; w_r — швидкість руху газів, м/с;

2) порушення рівномірності розподілення газів по перерізу шахти, що примушує збільшувати висоту шахти проти розрахункової величини в кілька разів;

3) винесення з відхідними газами найбільш дрібних частинок шихти, а це потребує установки складних систем газоочистки.

Вибір оптимального варіанта використання теплоти відхідних технологічних газів (комбінований чи замкнений) можливий при однаковому асортименті виготовлених

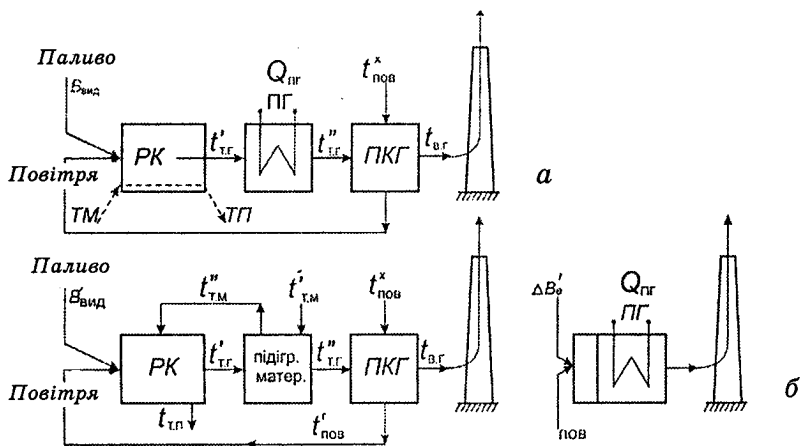


Рис. 10.10. Можливі варіанти використання теплоти відхідних газів при рівних асортиментах вироблених продуктів (G_m та $Q_{п.г}$): а — варіант комбінованого тепловикористання; б — замкнуте технологічне тепловикористання при відокремленому виробленні енергетичного продукту

продуктів і тільки за цих умов варіанти (рис 10.10, а, б) можна порівнювати по зведених витратах енергоресурсів та зведених розрахункових затратах. При цьому має забезпечуватись для варіантів рівність G , $t_{т.п}$, $t'_{пов}$, $t'_{т.г}$, $t'_{т.г'}$, $t_{в.г}$. Варіант замкнутого тепловикористання (рис. 10.10, б) доповнюється парогенератором, що виробляє пару в кількості, еквівалентній $Q_{п.г}$, на що додатково витрачається паливо в кількості $\Delta B'_e = \frac{Q_{п.г}}{Q_{п.г} \eta_{п.г}^e}$.

При цьому необхідно враховувати низку факторів, перевірених практикою:

а) сумарні розміри (по поверхні та по об'єму) робочої камери, доповненої нагрівником технологічних матеріалів перевищують розміри робочої камери такої самої продуктивності при подачі в неї холодних вихідних технологічних матеріалів;

б) парогенератор, вмонтований в систему комбінованого тепловикористання, менший за розмірами і по вартості та простіший в обслуговуванні, ніж окремий паливний парогенератор тієї самої продуктивності.

Повністю замкнуте тепловикористання при його технічному здійсненні найбільш виправдане для агрегатів малої потужності, коли можливе вироблення пари не має суттєвого значення для районної чи заводської енергосистеми. Таким чином, тепла потужність ВУ є основним фактором, який визначає доцільність застосування повністю замкнутого чи комбінованого варіанта тепловикористання.

Приклад 10.1

Визначити вплив температури нагрівання дуттьового повітря відхідними технологічними газами на технологічні показники камерної нагрівальної печі з висувним подом продуктивністю G . Паливом служить природний газ. У цій печі вуглецева сталь марки 20 нагрівається від $t_M^0=15^\circ\text{C}$ до $t_M^k=1250^\circ\text{C}$.

Побудувати графіки залежності від температури нагрівання повітря: коефіцієнта регенерації теплоти η_p ; коефіцієнта корисного паливовикористання $\eta_{к.п}$; коефіцієнта використання теплоти $\eta_{в.т}$; коефіцієнта корисної дії робочого простору $\eta_{р.п}$; технологічного коефіцієнта корисної дії $\eta_{техн}$; втрат теплоти з відхідними технологічними газами $Q_{т.г}$; питомої витрати палива b та економії палива Δb .

Проаналізувати отримані залежності та зробити висновок про ефективність регенерації теплоти технологічних газів.

Методичні вказівки

Теплотехнічні характеристики роботи печі визначають на основі складання її теплового балансу для трьох значень температури нагрівання повітря:

$$t_{пов_1} = 15^\circ\text{C}; t_{пов_2} = 0,5 \cdot (t_{пов_1} + t_{пов_3}) \text{ і } t_{пов_3}$$

При складанні теплового балансу печі використати втрати теплоти в навколишнє середовище від стінок та через садочне вікно, визначені при розв'язуванні прикладу 9.1.

Для спрощення розв'язування прикладу 10.1 розрахунок процесу горіння палива не виконується, а використовуються лише результати такого розрахунку.

1. Початкові дані.

Продуктивність печі $G = 0,16$ кг/с.

Початкова температура сталі $t_M^0 = 15^\circ\text{C}$.

Кінцева температура сталі $t_M^k = 1250^\circ\text{C}$.

Температура відхідних технологічних газів $t_{т.г.} = 1350^{\circ}\text{C}$.
Вигар металу $\delta = 1,0\%$.

Питомий тепловий потік на поверхню охолоджуваної застінки $q_0 = 125 \text{ кВт/м}^2$.

Максимальна температура нагрівання повітря $t_{повз} = 450^{\circ}\text{C}$.

Паливо — природний газ, $Q_{н}^p = 35,2 \text{ МДж/м}^3$.

Температура повітря (навколишнього середовища)
 $t_{пов1} = 15^{\circ}\text{C}$.

Коефіцієнт витрати повітря $\alpha = 1,05$.

Об'єм повітря, теоретично необхідного для спалювання
 1 м^3 палива, $v_{пов}^0 = 9,8 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Об'єм продуктів згоряння $v_{п.з}^0 = 10,8 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Склад продуктів згоряння, %: $\text{CO}_2 = 9,17$; $\text{H}_2\text{O} = 17,83$;
 $\text{N}_2 = 72,10$; $\text{O}_2 = 0,90$.

2. Розв'язання

Для розв'язання прикладу складаємо тепловий баланс печі згідно з методикою, викладеною в розд. 9:

$$Q_{пал}^x + Q_{пал}^ф + Q_{пов}^ф + Q_{т.м} + Q_{екз} = Q_{т.п} + Q_{т.в} + Q_{енд} + Q_{т.г} + \Sigma Q_{втр}.$$

$$\Sigma Q_{втр} = Q_{х.н} + Q_{м.н} + Q_{н.с} + Q_{н.с}^{г.в} + Q_{охол} + Q_{н.кл}.$$

2.1. Тепловий баланс печі при $t'_{пов1} = 15^{\circ}\text{C}$.

2.1.1. Надходження теплоти.

Позначимо питому витрату палива (на 1 кг сталі)
 b , $\text{м}^3/\text{кг}$.

2.1.1.1. Хімічна теплота палива:

$$Q_{пал}^x = b \cdot Q_{н}^p = b \cdot 35200 \text{ кДж/кг}.$$

2.1.1.2. Фізична теплота палива.

Враховуючи, що паливо (природний газ) не підігрівається, приймаємо $Q_{пал}^ф = 0$.

2.1.1.3. Фізична теплота повітря:

$$Q_{пов}^ф = b \alpha v_{пов}^0 c_{пов} t_{пов1} \text{ кДж/кг},$$

де $c_{пов}$ — теплоємність повітря; при температурі 15°C маємо
 $c_{пов}^{15} = 1,297 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{K)}$,

$$Q_{пов}^ф = b \cdot 1,05 \cdot 9,8 \cdot 1,297 \cdot 15 = b \cdot 200 \text{ кДж/кг}.$$

2.1.1.4. Теплота технологічного матеріалу (сталі 20), що надходить у піч з температурою $t_{т.м} = t_m^0 = 15^\circ\text{C}$:

$$Q_{т.м} = 1 \cdot c_{т.м} \cdot t_{т.м} \text{ (кДж/кг)},$$

де $c_{т.м}$ — теплоємність технологічного матеріалу при температурі $t_m^0 = 15^\circ\text{C}$.

Приймаємо $c_{т.м} = c_{ст}^{15} = 0,464 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ (див. дод. 13), тоді

$$Q_{т.м} = 1 \cdot 0,464 \cdot 15 = 7,0 \text{ кДж/кг}.$$

2.1.1.5. Теплота від екзотермічних реакцій.

Для умов прикладу це теплота, що виділяється під час окиснення сталі. Маємо

$$Q_{екз} = Q_{зг}^{ст} \cdot \delta / 100 \text{ кДж/кг},$$

де $Q_{зг}^{ст} = 5652 \text{ кДж/кг}$ — теплота згоряння сталі; δ — вигар металу, $\delta = 1,0\%$;

$$Q_{екз} = 5652 \cdot \frac{1}{100} = 57,0 \text{ кДж/кг}.$$

2.1.2. Витрати теплоти

2.1.2.1. Теплота технологічного продукту, що виводиться з печі:

$$Q_{т.п} = \left(1 - \frac{\delta}{100}\right) c_{т.п} \cdot t_{т.п}, \text{ (кДж/кг)},$$

де $c_{т.п}$ — теплоємність технологічного продукту (сталі) при температурі $t_{т.п} = 1250^\circ\text{C}$;

$$c_{т.п} = c_{ст}^{1250} = 0,687 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$$
 (див. дод. 13) ;

$$Q_{т.п} = \left(1 - \frac{1}{100}\right) \cdot 0,687 \cdot 1250 = 847,0 \text{ кДж/кг}.$$

2.1.2.2. Теплота технологічних відходів.

Для умов задачі це теплота, що виводиться з печі з окалиною,

$$Q_{т.в} = Q_{ок} = G_{ок} \cdot c_{ок} \cdot t_{ок} \text{ (кДж/кг)},$$

де $G_{ок}$ — кількість окалини, що утворюється в нагрівальній печі на 1 кг металу, $G_{ок} = \frac{\delta}{100} m$ (кг/кг),

тут m — кількість окалини в кілограмах, що утворюється в результаті окиснення 1 кг сталі. Приймають $m=1,38$ кг/кг;
 $c_{ок}$ — теплоємність окалини, $c_{ок}=1,26$ кДж/(кг·К);
 $t_{ок}$ — температура, з якою окалина виводиться з печі,
 $t_{ок}=1250^{\circ}\text{C}$. Маємо

$$Q_{т.в} = Q_{ок} = \frac{1,38}{100} \cdot 1,26 \cdot 1250 = 22,0 \text{ кДж/кг.}$$

2.1.2.3. Теплоота ендотермічних реакцій.

Для умов прикладу $Q_{енд} = 0$.

2.1.2.4. Втрата теплоти з технологічними газами, що залишають піч:

$$Q_{т.г} = b v_{т.г} (1 - \sigma) c_{т.г} t_{т.г} \text{ (кДж/кг),}$$

де $v_{т.г}$ — об'єм технологічних газів, що утворюються в печі на одиницю об'єму палива. За умов прикладу цей об'єм дорівнює об'єму продуктів згоряння на 1 м^3 палива:

$$v_{т.г} = \alpha \cdot v_{п.з}^0 = 1,05 \cdot 10,8 \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

$$\alpha = 1,05; t_{т.г} = 1350^{\circ}\text{C};$$

σ — частка об'єму технологічних газів, що вибиваються через відкриті вікна; приймаємо $\sigma = 0,1$;

$c_{т.г}$ — теплоємність технологічних газів, визначається як теплоємність суміші продуктів згоряння, $c_{т.г} = \sum m_i c_i$;

$$m_i \text{ — частка компонентів газів у суміші, } m_i = \frac{x_i}{100};$$

x_i — склад компонентів у суміші газів, %;

$$m_{\text{CO}_2} = \frac{\text{CO}_2}{100} = \frac{9,17}{100} = 0,0917;$$

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\text{H}_2\text{O}}{100} = \frac{17,83}{100} = 0,1783;$$

$$m_{\text{N}_2} = \frac{\text{N}_2}{100} = \frac{72,10}{100} = 0,7210;$$

$$m_{\text{O}_2} = \frac{\text{O}_2}{100} = \frac{0,92}{100} = 0,0092.$$

Визначаємо теплоємність компонентів технологічного газу при $t_{т.г.}=1350^{\circ}\text{C}$ (див. дод. 4):

$$c_{\text{CO}_2}=2,3017; c_{\text{H}_2\text{O}}=1,8154; c_{\text{N}_2}=1,4300; c_{\text{O}_2}=1,5154;$$

$$c_{т.г.}=m_{\text{CO}_2}c_{\text{CO}_2}+m_{\text{H}_2\text{O}}c_{\text{H}_2\text{O}}+m_{\text{N}_2}c_{\text{N}_2}+m_{\text{O}_2}c_{\text{O}_2}=$$

$$=0,0917\cdot 2,3017+0,1783\cdot 1,8154+0,7210\cdot 1,4300+0,009\cdot 1,5154;$$

$$c_{т.г.}=1,58 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

тоді

$$Q_{т.г.}=b\cdot 1,05\cdot 10,8\cdot (1-0,1)\cdot 1,58\cdot 1350=b\cdot 21769 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

2.1.2.5. Втрати теплоти $\Sigma Q_{втр}$ (кДж/кг).

$$\Sigma Q_{втр}=Q_{х.н}+Q_{м.н}+Q_{н.с}+Q_{н.с}^{г.в}+Q_{охол}+Q_{н.кл}.$$

1) $Q_{х.н}$ — втрата теплоти з хімічним недопалом природного газу та внаслідок дисоціації продуктів згоряння. При безполум'яному спалюванні палива можна приймати $Q_{х.н}=0$;

2) $Q_{м.н}$ — втрата теплоти з механічним недопалом палива $Q_{м.н}=bKQ_{н.с}^p$. Для газоподібного палива $K=0,02\dots 0,03$. Приймаємо $K=0,025$,

тоді

$$Q_{м.н}=b\cdot 0,025\cdot 35200=b\cdot 880;$$

3) $Q_{н.с}$ — втрата теплоти в навколишнє середовище: втрати теплоти крізь кладку стін, склепіння та під печі; випромінюванням крізь відкриті вікна печі. Ці втрати визначені при розв'язанні прикладу 9.1. Приймаємо

$$Q_{н.с}=\frac{Q_{втр}}{G}=\frac{150,29}{0,16}=939 \text{ кДж}/\text{кг};$$

4) $Q_{н.с}^{г.в}$ — втрати теплоти в навколишнє середовище з газами, що вибиваються з печі крізь садочне вікно $Q_{н.с}^{г.в}=b\cdot v_{т.г.}\cdot \sigma\cdot c_{т.г.}\cdot t_{т.г.}\psi$ (кДж/кг),

де ψ — частка часу, коли вікно відкрите, приймаємо $\psi=0,5$. Інші величини відомі:

$$Q_{н.с}^{г.в}=b\cdot 1,05\cdot 10,8\cdot 0,1\cdot 1,58\cdot 1350\cdot 0,5=b\cdot 1029 \text{ кДж}/\text{кг};$$

5) $Q_{охол}$ — втрата теплоти з водяним охолодженням заслін-

ки садочного вікна $Q_{\text{охол}} = \frac{\Sigma F q_0}{G}$, кДж/кг, де ΣF — тепло-сприймаюча поверхня охолоджуваної заслінки, м² (див. приклад 9.1);

$$F = (b-0,1)(h-0,1) = (1,1-0,1)(0,85-0,1) = 0,75 \text{ м}^2;$$

q_0 — щільність теплового потоку на поверхню охолоджуваної заслінки (величина задана $q_0 = 125$ кВт/м²);

G — продуктивність печі $G = 0,16$ кг/с;

$$Q_{\text{охол}} = \frac{0,75 \cdot 125}{0,16} = 586 \text{ кДж/кг};$$

б) $Q_{\text{н.кл}}$ — втрата теплоти на нагрівання кладки висувно-го поду. Вихідні дані не обумовлюють охолодження поду. Тому цю втрату не розраховуємо, а визначивши витрату палива "b", збільшимо її на величину до 10% на покриття втрат теплоти, що не враховані в розрахунку.

2.1.3. *Тепловий баланс печі* при $t'_{\text{пов}_1} = 15^\circ\text{C}$ зводимо в таблицю.

Таблиця 10.1

№	Надходження теплоти кДж/кг	№	Витрати теплоти кДж/кг
1	$Q_{\text{пал}}^x = b \cdot 35200$	1	$Q_{\text{т.п}} = 847$
2	$Q_{\text{пал}}^{\text{ф}} = 0$	2	$Q_{\text{т.в}} = 22$
3	$Q_{\text{пов}}^{\text{ф}} = b \cdot 200$	3	$Q_{\text{снд}} = 0$
4	$Q_{\text{т.м}} = 7$	4	$Q_{\text{т.г}} = b \cdot 21769$
5	$Q_{\text{екз}} = 57$	5	$Q_{\text{х.п}} = 0$
	$\Sigma Q_{\text{надх}} = b \cdot 35400 + 64$	6	$Q_{\text{м.п}} = b \cdot 880$
		7	$Q_{\text{н.с}} = 939$
		8	$Q_{\text{н.с}}^{\text{г.в}} = b \cdot 1209$
		9	$Q_{\text{охол}} = 586$
		10	$Q_{\text{невр}} = 500$
			$\Sigma Q_{\text{витр}} = b \cdot 23858 + 2894$

Приймаємо $Q_{\text{невр}} = 500$ кДж/кг, що становить до 6% щодо надходження теплоти в піч.

Прирівнюючи

$$\Sigma Q_{\text{надх}} = \Sigma Q_{\text{витр}}, \text{ тобто } 35400 \cdot b + 64 = 23858 \cdot b + 2894,$$

знаходимо питому витрату палива при холодному дутті $b_x = 0,245$ м³/кг.

Визначаємо статті теплового балансу печі при $t'_{\text{пов}_1} = 15^\circ\text{C}$ та $b_x = 0,245$ м³/кг і вносимо їх в таблицю 10.2.

Таблиця 10.2

№	Надходження теплоти		№	Витрати теплоти	
	кДж/кг	%		кДж/кг	%
1	$Q_{\text{пал}}^x = 8624$	98,71	1	$Q_{\text{т.п}} = 847$	9,69
2	$Q_{\text{пал}}^\phi = 0$	0	2	$Q_{\text{т.в}} = 22$	0,25
3	$Q_{\text{пов}}^\phi = 49$	0,56	3	$Q_{\text{снд}} = 0$	0
4	$Q_{\text{т.м}} = 7$	0,08	4	$Q_{\text{т.г}} = 5333$	61,03
5	$Q_{\text{екз}} = 57$	0,65	5	$Q_{\text{х.н}} = 0$	0
	$\Sigma Q_{\text{надх}} = 8737$	100,0	6	$Q_{\text{м.н}} = 216$	2,47
			7	$Q_{\text{н.с}} = 939$	10,74
			8	$Q_{\text{н.с}}^{\text{г.в}} = 296$	3,39
			9	$Q_{\text{охол}} = 586$	6,71
			10	$Q_{\text{невр}} = 500$	5,72
				$\Sigma Q_{\text{витр}} = 8739$	100,0

Неув'язка балансу становить

$$\Delta Q = \Sigma Q_{\text{надх}} - \Sigma Q_{\text{витр}} = 8737 - 8739 = -2 \text{ кДж/кг},$$

що значно менше за 1%.

2.1.4. Технологічні показники роботи печі.

1) Коефіцієнт корисного паливикористання

$$\eta_{\text{к.п}} = 1 - \frac{Q_{\text{т.г}} + \Sigma Q_{\text{витр}}}{Q_{\text{пал}}^x + Q_{\text{пал}}^\phi + Q_{\text{пов}}^\phi};$$

$$\Sigma Q_{\text{втр}} = Q_{\text{х.н}} + Q_{\text{м.н}} + Q_{\text{п.с}} + Q_{\text{п.с}}^{\text{г.в}} + Q_{\text{охол}} + Q_{\text{невр}} =$$

$$= 0 + 216 + 939 + 296 + 586 + 500 ;$$

$$\Sigma Q_{\text{втр}} = 2537 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_{\text{пал}}^{\text{х}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ф}} + Q_{\text{пов}}^{\text{ф}} = 8624 + 0 + 49 = 8673 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta'_{\text{кп}} = 1 - \frac{5333 + 2537}{8673} = 1 - 0,9074 = 0,0926 .$$

2) Коефіцієнт використання теплоти

$$\eta_{\text{в.т}} = 1 - \frac{Q_{\text{т.г}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{х}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ф}} + Q_{\text{пов}}^{\text{ф}}} = 1 - \frac{5333}{8673} = 0,3851 .$$

3) Коефіцієнт корисної дії робочого простору

$$\eta_{\text{р.п}} = \frac{Q_{\text{кор}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{х}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ф}} + Q_{\text{пов}}^{\text{ф}} + Q_{\text{екз}}} ,$$

де $Q_{\text{кор}}$ — кількість теплоти, використаної на здійснення технологічного процесу,

$$Q_{\text{кор}} = Q_{\text{т.п}} - Q_{\text{т.м}} + Q_{\text{т.в}} + Q_{\text{снд}} = 847 - 7 + 22 + 0 = 862 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_{\text{пал}}^{\text{х}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ф}} + Q_{\text{пов}}^{\text{ф}} + Q_{\text{екз}} = 8624 + 0 + 49 + 57 = 8730 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_{\text{р.п}} = \frac{862}{8730} = 0,0987 .$$

4) Технологічний коефіцієнт корисної дії

$$\eta_{\text{техн}} = \frac{Q_{\text{кор}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{х}} + Q_{\text{екз}}} = \frac{862}{8624 + 57} = 0,0993 .$$

2.2. Тепловий баланс печі при нагріванні повітря до $t_{\text{пов.з}} = 450^{\circ}\text{C}$.

2.2.1. Розрахунок нагрівання повітря.

Для спрощення розрахунків знехтуємо втратами повітря та газів, а також їх теплоти при транспортуванні від печі до підігрівника повітря і навпаки. Графік охолодження газів та нагрівання повітря показано на рис. 10.11: t'_r —

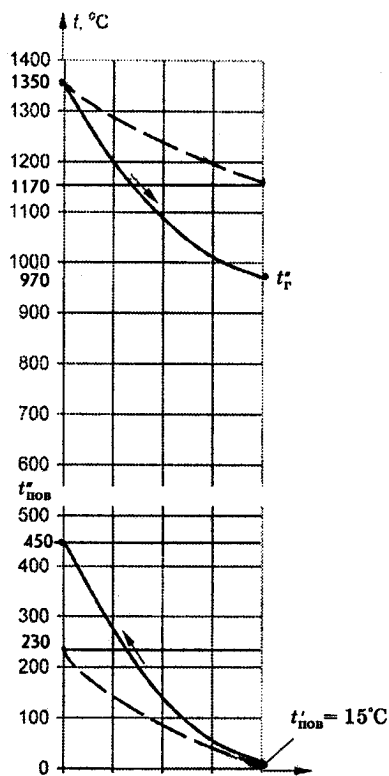


Рис. 10.11 (до розв'язання прикладу 10.1). Графік охолодження газів та нагрівання повітря в підігрівнику
 — для варіанта $t''_{\text{пов}} = 450^\circ\text{C}$
 - - - - для варіанта $t''_{\text{пов}} = 230^\circ\text{C}$

де $c''_{\text{пов}}$ — теплоємність повітря при $t''_{\text{пов}} = 450^\circ\text{C}$:

$$c''_{\text{пов}} = 1,337 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}), \text{ (див. дод. 4);}$$

$$q''_{\text{пов}} = 10,3 \cdot 1,337 \cdot 450 = 6197 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

4) Тепловміст холодного повітря (при $t'_{\text{пов}} = 15^\circ\text{C}$)

$$q'_{\text{пов}} = v_{\text{пов}} c'_{\text{пов}} t'_{\text{пов}}, \text{ кДж}/\text{м}^3,$$

температура технологічних газів на вході у підігрівник, $t'_r = t_{\text{т.г.}} = 1350^\circ\text{C}$; t''_r — температура газів на виході з підігрівника. Цю температуру знаходимо розрахунком; $t'_{\text{пов}}$ — температура холодного повітря на вході в підігрівник, $t'_{\text{пов}} = 15^\circ\text{C}$; $t''_{\text{пов}}$ — температура нагрітого повітря на виході з підігрівника. Ця температура задається, $t''_{\text{пов}} = t_{\text{пов}_3} = 450^\circ\text{C}$.

Для розрахунку t''_r визначимо низку величин.

1) Об'єм технологічних газів, що охолоджуються в підігрівнику повітря (на 1 м^3 палива).

$$v_r = \alpha v_{\text{п.з}}^0 (1 - \sigma) = 1,05 \cdot 10,8 \cdot (1 - 0,1) = 10,2 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

2) Об'єм повітря, що нагрівається у підігрівнику:

$$v'_{\text{пов}} = \alpha v_{\text{пов}}^0 = 1,05 \cdot 9,8 = 10,3 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

3) Тепловміст нагрітого повітря при $t''_{\text{пов}} = 450^\circ\text{C}$:

$$q''_{\text{пов}} = v'_{\text{пов}} c''_{\text{пов}} t''_{\text{пов}} \text{ (кДж}/\text{м}^3),$$

де $c'_{\text{пов}}$ — теплоємність холодного повітря ($t'_{\text{пов}} = 15^{\circ}\text{C}$);

$$c'_{\text{пов}} = 1,3015 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K}), \text{ (див. дод. 4);}$$

$$q'_{\text{пов}} = 10,3 \cdot 1,3015 \cdot 15 = 201 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

5) Приріст тепловмісту повітря у підігрівнику

$$\Delta q'' - q''_{\text{пов}} - q'_{\text{пов}} = 6197 - 201 = 5996 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

Втрати теплоти приймаємо $\sim 10\%$, тоді теплота, що має віддаватися у підігрівнику від газів до повітря, становитиме

$$\Delta q''_{\text{від}} = \frac{\Delta q''}{1 - 0,1} = \frac{5996}{0,9} = 6662 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

6) Тепловміст газів, що поступають у підігрівник, визначається з рівняння

$$q'_r = v_r c'_r t'_r \text{ кДж}/\text{м}^3,$$

де $c'_r = 1,58 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$ — теплоємність технологічних газів при температурі $t'_r = 1350^{\circ}\text{C}$ (див. розв'язання прикладу на стор. 355 п. 2.1.2.4),

$$q'_r = 10,2 \cdot 1,58 \cdot 1350 = 21757 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

7) Тепловміст газів, що виходять з підігрівника, становить

$$q''_r = q'_r - \Delta q''_{\text{від}} = 21757 - 6662 = 15095 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

8) Температуру газів на виході з підігрівника t''_r визначаємо з рівняння

$$q''_r = v_r c''_r t''_r \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

Для розрахунку c''_r (див. стор. 355) попередньо приймаємо $t''_r = 970^{\circ}\text{C}$ і при цій температурі знаходимо теплоємність компонентів продуктів згоряння (див. дод. 4):

$$c''_r = m_{\text{CO}_2} c''_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} c''_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{N}_2} c''_{\text{N}_2} + m_{\text{O}_2} c''_{\text{O}_2} = 0,0917 \cdot 2,1928 +$$
$$+ 0,1783 \cdot 1,7162 + 0,7210 \cdot 1,3863 + 0,009 \cdot 1,4742,$$

$$c''_r = 1,52 \text{ кДж}/\text{м}^3,$$

$$t'_r = \frac{q_r''}{v_r c_r''} = \frac{15095}{10,2 \cdot 1,520} = 974 \text{ }^\circ\text{C}.$$

2.2.2. Визначаємо витрату палива при умові використання повітря, нагрітого до 450°C за рахунок теплоти технологічних газів, з рівняння

$$b'' = b_x \frac{G_x (Q_{II}^p - v_r c_{r,r} t_{r,r})}{G_r'' (Q_{II}^p - v_r c_{v,r} t_{v,r})},$$

де

$$t_{r,r} = t'_r = 1350 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{v,r} = t''_r = 974 \text{ }^\circ\text{C}; \quad v_r = 10,2 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$c_{r,r} = c'_r = 1,58 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}); \quad c_{v,r} = c''_r = 1,52 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

Приймаємо $G_x = G_r'' = \text{const}$.

$$\text{Тоді } b'' = 0,245 \frac{(35200 - 10,2 \cdot 1,58 \cdot 1350)}{(35200 - 10,2 \cdot 1,52 \cdot 974)} = 0,164 \text{ м}^3/\text{кг},$$

а економія палива становитиме

$$\Delta b'' = b_x - b'' = 0,245 - 0,164 = 0,081 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$\text{або } \frac{\Delta b''}{b_x} \cdot 100 = \frac{0,081 \cdot 100}{0,245} = 33,1\%.$$

2.2.3. Визначення зростання продуктивності печі за рахунок регенеративного нагрівання дуттьового повітря.

При регенеративному нагріванні повітря має місце підвищення продуктивності печі від G_x (при холодному дутті) до G_r'' (при гарячому дутті). Це підвищення можна визначити, виходячи з умови зростання теплової потужності печі за рахунок збільшення теоретичної температури згоряння палива (T_T), а також різниці четвертих степенів температур газів та поверхні матеріалу, що нагрівається ($\Delta_{I\text{сер}}$).

Теплову потужність печі наближено можна визначити з рівняння Стефана — Больцмана. При холодному дутті ($t_{\text{пов}}^* = t_{\text{пов}_1} = 15^\circ\text{C}$) це рівняння має такий вигляд:

$$Q_{г.кл \rightarrow м}^p = Q_x = C_0 \varepsilon_M H_{пр} \xi \left[\frac{T_r}{100} \right]^4 \Delta_{lсер}, \text{ Вт.}$$

Оскільки умови передачі теплоти не визначені, то приймаємо

$$C_0 \varepsilon_M H_{пр} \xi = A = \text{const},$$

тоді

$$Q_x = A \left[\frac{T_r}{100} \right]^4 \Delta_{lсер}.$$

Величину A визначаємо для умов холодного дуття і зберігаємо її незмінною (похибка при цьому буде незначною) для умов, коли повітря, що подається в піч, нагрівається.

Теоретичну продуктивність печі для умов холодного дуття можна визначити з рівняння

$$G_x = \frac{Q_x}{Q_{кор}} = 0,16 \text{ кг/с (задано),}$$

$$Q_{кор} = Q_{т.п} - Q_{т.м} + Q_{т.в} + Q_{енд} = 847 - 7 + 22 + 0 = 862 \text{ кДж/кг.}$$

Тоді теплова потужність печі, тобто кількість теплоти, що передається за одиницю часу від газів на поверхню матеріалу, що нагрівається в печі, дорівнює

$$Q_x = G_x Q_{кор} = 0,16 \cdot 862 = 138 \text{ кВт.}$$

Калориметричну температуру визначаємо з рівняння

$$t_k = \frac{Q_n^p + J_{пов} + J_{пал}}{v_{п.з} c_{п.з}},$$

де $Q_n^p = 35200 \text{ кДж/м}^3$,

$$J_{пов} = J_{пов}^x = q'_{пов} = 201 \text{ кДж/м}^3; J_{пал} = 0; v_{п.з} = 10,8 \cdot 1,05 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

(див. розрахунок 2.2.1).

$\bar{c}_{п.з}$ — усереднене значення теплоємності продуктів згоряння, визначається з рівняння

$$\bar{c}_{п.з} = v_{CO_2} c_{CO_2} + v_{H_2O} c_{H_2O} + v_{N_2} c_{N_2} + v_{O_2} c_{O_2}.$$

Попередньо прийнявши $t_k = 1900^\circ\text{C}$, визначаємо (див. дод. 4)

$$c_{\text{CO}_2} = 2,4074; c_{\text{H}_2\text{O}} = 1,9423; c_{\text{N}_2} = 1,4758;$$

$$c_{\text{O}_2} = 1,5617 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$\bar{c}_{\text{п.з}} = 0,0917 \cdot 2,4074 + 0,1783 \cdot 1,9423 +$$

$$+ 0,7210 \cdot 1,4758 + 0,009 \cdot 1,5617 = 1,645 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}),$$

тоді

$$t_{\text{к}} = \frac{35200 + 201 + 0}{10,8 \cdot 1,05 \cdot 1,645} = 1898 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Знехтувавши дисоціацією CO_2 та H_2O , приймаємо теоретичну температуру рівною калориметричній:

$$t_{\text{т}} = t_{\text{к}} = 1898 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Розбіжність температур $1900 - 1898 = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ цілком допустима.

Визначаємо:

1) абсолютну теоретичну температуру згоряння палива

$$T_{\text{т}} = t_{\text{т}} + 273 = 1898 + 273 = 2171 \text{ К};$$

2) абсолютну температуру відхідних технологічних газів

$$T_{\text{т.г}} = t_{\text{т.г}} + 273 = 1350 + 273 = 1623 \text{ К};$$

3) абсолютну температуру матеріалу, що виводиться з печі,

$$T_{\text{м}} = t_{\text{м}} + 273 = 1250 + 273 = 1523 \text{ К}.$$

Усереднене значення різниці четвертих степенів безрозмірних температур визначається з рівняння

$$\Delta_{\text{іср}} = \Theta_{\text{т.г}}^2 \sqrt{1 - \Theta_{\text{м}}^4},$$

де

$$\Theta_{\text{т.г}} = \frac{T_{\text{т.г}}}{T_{\text{т}}} = \frac{1623}{2171} = 0,7476;$$

$$\Theta_{\text{м}} = \frac{T_{\text{м}}}{T_{\text{т}}} = \frac{1523}{2171} = 0,7015;$$

$$\Delta_{\text{іср}} = 0,7476^2 \sqrt{1 - 0,7015^4} = 0,4865.$$

З рівняння $Q_x = A \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 \Delta_{1\text{сеп}}$ визначаємо

$$A = \frac{Q_x}{\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 \Delta_{1\text{сеп}}} = \frac{138000}{\left(\frac{2171}{100} \right)^4 \cdot 0,4865} = 1,277 \text{ Вт/К}^4.$$

За умови використання нагрітого повітря ($t''_{\text{пов}} = 450^\circ\text{C}$) визначаємо теплову потужність печі з рівняння

$$Q_r = A \left(\frac{T_r''}{100} \right)^4 \Delta_{1\text{сеп}}'',$$

де T_r'' — теоретична температура згоряння палива при $t''_{\text{пов}} = 450^\circ\text{C}$.

Попередньо приймаємо калориметричну температуру $t_k'' = 2190^\circ\text{C}$ і визначаємо:

$$c_{\text{CO}_2} = 2,4476; c_{\text{H}_2\text{O}} = 1,9981; c_{\text{N}_2} = 1,4945; c_{\text{O}_2} = 1,5823 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$\bar{c}_{\text{п.з}} = 0,0917 \cdot 2,4476 + 0,1783 \cdot 1,9981 + 0,7210 \cdot 1,4945 + 0,009 \cdot 1,5823;$$

$$\bar{c}_{\text{п.з}} = 1,6725 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$J''_{\text{пов}} = q''_{\text{пов}} = 6197 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ (див. розв'язання прикладу на стор. 359)

$$t_k'' = \frac{Q_{\text{н}}^p + J''_{\text{пов}} + J_{\text{пал}}}{v_{\text{п.з}} \bar{c}_{\text{п.з}}} = \frac{35200 + 6197 + 0}{10,8 \cdot 1,05 \cdot 1,6725} = 2183^\circ\text{C}.$$

Приймаємо $t_r'' = t_k'' = 2183^\circ\text{C}$.

Розбіжність температур $2190 - 2183 = 7^\circ\text{C}$ допустима.

$$T_r'' = t_r'' + 273 = 2183 + 273 = 2456 \text{ К},$$

тоді

$$\Theta_{\text{т.г}}'' = \frac{T_{\text{т.г}}}{T_r''} = \frac{1623}{2456} = 0,6608;$$

$$\Theta_{\text{м}}'' = \frac{T_{\text{м}}}{T_r''} = \frac{1523}{2456} = 0,620;$$

$$\Delta_{1\text{сеп}}'' = (\Theta_{\text{т.г}}'')^2 \sqrt{1 - (\Theta_{\text{м}}'')^4} = 0,6608^2 \cdot \sqrt{1 - 0,620^4} = 0,4031;$$

$$Q_{\Gamma}'' = A \left(\frac{T_{\Gamma}''}{100} \right)^4 \Delta_{1\text{сер}}'' = 1,277 \left(\frac{2456}{100} \right)^4 \cdot 0,4031 = 187291 \text{ Вт.}$$

Продуктивність печі

$$G_{\Gamma}'' = \frac{Q_{\Gamma}''}{Q_{\text{кор}}} = \frac{187291}{862000} = 0,217 \text{ кг/с.}$$

Продуктивність печі зростає з 0,160 до 0,217 кг/с, або на

$$\frac{0,217 - 0,160}{0,160} \cdot 100 = 35,6 \text{ \% .}$$

2.2.4. Визначаємо витрату палива при умові використання повітря, нагрітого до 450°C за рахунок теплоти технологічних газів, з рівняння

$$b_{\Gamma}'' = b_x \frac{G_x (Q_{\text{H}}^{\text{p}} - v_{\Gamma} c_{\text{T.Г}} t_{\text{T.Г}})}{G_{\Gamma}'' (Q_{\text{H}}^{\text{p}} - v_{\Gamma} c_{\text{в.Г}} t_{\text{в.Г}})} ;$$

тут

$$t_{\text{T.Г}} = 1350 \text{ }^{\circ}\text{C}; t_{\text{в.Г}} = t_{\Gamma}'' = 974 \text{ }^{\circ}\text{C}; v_{\Gamma} = 10,2 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$c_{\text{T.Г}} = c'_{\Gamma} = 1,58 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}); c_{\text{в.Г}} = c''_{\Gamma} = 1,52 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$G_x = 0,160 \text{ кг/с}; G_{\Gamma}'' = 0,217 \text{ кг/с.}$$

Тоді

$$b_{\Gamma}'' = 0,245 \frac{0,160 (35200 - 10,2 \cdot 1,58 \cdot 1350)}{0,217 (35200 - 10,2 \cdot 1,52 \cdot 970)} = 0,120 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Витрата палива знизиться на

$$\Delta b_{\Gamma}'' = b_x - b_{\Gamma}'' = 0,245 - 0,120 = 0,125 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$\text{або на } \frac{\Delta b_{\Gamma}''}{b_x} \cdot 100 = \frac{0,125}{0,245} \cdot 100 = 51,0 \text{ \% .}$$

2.2.5. Складаємо тепловий баланс для робочої камери і регенеративного підігрівника повітря ($t_{\text{пов}}'' = 450^{\circ}\text{C}$).

При цьому температура повітря на вході в контур приймається $t_{\text{пов}}' = 15^{\circ}\text{C}$, а температура технологічних газів на виході з контура $t_{\text{T.Г.}} = t_{\text{в.Г.}} = 974^{\circ}\text{C}$.

Визначаємо статті теплового балансу, які залежать від пи-

томої витрати палива ($b''_r=0,120 \text{ м}^3/\text{кг}$) та продуктивності печі ($G''_r=0,217 \text{ кг/с}$):

$$1) (Q_{\text{пал}}^x)'' = b''_r Q_{\text{н}}^p = 0,120 \cdot 35200 = 4224 \text{ кДж/кг};$$

$$2) (Q_{\text{пов}}^{\phi})'' = b''_r 200 = 0,120 \cdot 200 = 24 \text{ кДж/кг};$$

$$3) Q_{\text{т.г}}'' = b''_r \alpha \varphi_{\text{т.г}}^{\phi} (1-\sigma) c_{\text{в.г}} t_{\text{в.г}} = 0,120 \cdot 1,05 \cdot 10,8 \cdot (1-0,1) 1,52 \cdot 974 ;$$

$$Q_{\text{т.г}}'' = 1813 \text{ кДж/кг};$$

$$4) Q_{\text{м.н}}'' = b''_r \cdot 880 = 0,120 \cdot 880 = 106 \text{ кДж/кг};$$

$$5) Q_{\text{н.с}}'' = \frac{Q_{\text{втр}}}{G_r''} = \frac{150,29}{0,217} = 693 \text{ кДж/кг};$$

$$6) (Q_{\text{н.с}}^{\text{г.в}})'' = b''_r \cdot 1209 = 0,120 \cdot 1209 = 145 \text{ кДж/кг};$$

$$7) Q_{\text{охол}}'' = \frac{\sum F q_0}{G_r''} = \frac{0,75 \cdot 125}{0,217} = 432 \text{ кДж/кг}.$$

Статті теплового балансу вносимо в табл. 10.3.

Таблиця 10.3.

№	Надходження теплоти		№	Надходження теплоти	
	кДж/кг	%		кДж/кг	%
1	$(Q_{\text{пал}}^x)'' = 4224$	97,96	1	$Q_{\text{т.п}} = 847$	19,66
2	$Q_{\text{пал}}^{\phi} = 0$	0	2	$Q_{\text{т.в}} = 22$	0,51
3	$(Q_{\text{пов}}^{\phi})'' = 24$	0,56	3	$Q_{\text{енд}} = 0$	0
4	$Q_{\text{т.м}} = 7$	0,16	4	$Q_{\text{т.г}}'' = 1813$	42,08
5	$Q_{\text{екз}} = 57$	1,32	5	$Q_{\text{х.н}}'' = 0$	0
	$\sum Q_{\text{надх}}'' = 4312$	100,0	6	$Q_{\text{м.н}}'' = 106$	2,46
			7	$Q_{\text{н.с}}'' = 693$	16,09
			8	$(Q_{\text{н.с}}^{\text{г.в}})'' = 145$	3,37
			9	$Q_{\text{охол}}'' = 432$	10,03
			10	$Q_{\text{невр}}'' = 250$	5,80
				$\sum Q_{\text{випр}}'' = 4308$	100,0

$Q''_{\text{невр}}$ приймаємо на рівні 5,7...5.8%, тобто $Q''_{\text{невр}} = 250$ кДж/кг.

Небаланс становить $\Sigma Q''_{\text{надх}} - \Sigma Q''_{\text{вигр}} = 4312 - 4308 = 4$ кДж/кг або $0,09 < 1,0\%$, що допустимо.

2.2.6. Технологічні показники роботи печі при регенеративному нагріванні повітря до $t_{\text{пов}_3} = 450^\circ\text{C}$.

1) Коефіцієнт корисного паливовикористання

$$\eta''_{\text{к.п}} = 1 - \frac{Q''_{\text{т.г}} + \Sigma Q''_{\text{вигр}}}{(Q''_{\text{пал}})^{\text{x}} + Q''_{\text{пал}}^{\text{ф}} + (Q''_{\text{пов}})^{\text{ф}}};$$

$$Q''_{\text{т.г}} = 1813 \text{ кДж/кг};$$

$$\begin{aligned} \Sigma Q''_{\text{вигр}} &= Q''_{\text{х.п}} + Q''_{\text{м.п}} + Q''_{\text{н.с}} + (Q''_{\text{н.с}})^{\text{г.в}} + Q''_{\text{охол}} + Q''_{\text{невр}} = \\ &= 0 + 106 + 693 + 145 + 432 + 250 = 1626 \text{ кДж/кг}; \end{aligned}$$

$$(Q''_{\text{пал}})^{\text{x}} + Q''_{\text{пал}}^{\text{ф}} + (Q''_{\text{пов}})^{\text{ф}} = 4224 + 0 + 24 = 4248 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta''_{\text{к.п}} = 1 - \frac{1813 + 1626}{4248} = 0,1904.$$

2) Коефіцієнт використання теплоти

$$\eta''_{\text{в.т}} = 1 - \frac{Q''_{\text{т.г}}}{(Q''_{\text{пал}})^{\text{x}} + Q''_{\text{пал}}^{\text{ф}} + (Q''_{\text{пов}})^{\text{ф}}} = 1 - \frac{1813}{4248} = 0,5732.$$

3) Коефіцієнт корисної дії робочого простору

$$\eta''_{\text{р.п}} = \frac{Q_{\text{кор}}}{(Q''_{\text{пал}})^{\text{x}} + Q''_{\text{пал}}^{\text{ф}} + (Q''_{\text{пов}})^{\text{ф}} + Q_{\text{екз}}} = \frac{847 - 7 + 22 + 0}{4248 + 57} = 0,2002.$$

4) Технологічний коефіцієнт корисної дії

$$\eta''_{\text{техн}} = \frac{Q_{\text{кор}}}{(Q''_{\text{пал}})^{\text{x}} + Q_{\text{екз}}} = \frac{862}{4224 + 57} = \frac{862}{4281} = 0,2001.$$

5) Коефіцієнт регенерації теплоти технологічних газів

$$\eta''_{\text{р}} = \frac{Q_{\text{пов}_3}}{Q_{\text{т.г}}} = \frac{\alpha \cdot v_{\text{пов}}^0 \cdot c_{\text{пов}_3} \cdot t_{\text{пов}_3}}{\alpha \cdot v_{\text{п.з}}^0 (1 - \sigma) c_{\text{т.г}} \cdot t_{\text{т.г}}} = \frac{1,05 \cdot 9,8 \cdot 1,337 \cdot 450}{1,05 \cdot 10,8 \cdot (1 - 0,1) \cdot 1,58 \cdot 1350} = 0,284.$$

2.3. Тепловий баланс печі при нагріванні повітря до $t_{\text{пов}_2}$.
Маємо

$$t_{\text{пов}_2} = 0,5 \cdot (t_{\text{пов}_1} + t_{\text{пов}_3}) = 0,5 \cdot (15 + 450) = 232,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

приймаємо $t_{\text{пов}_2} = 230 \text{ } ^\circ\text{C}$.

2.3.1. Розрахунок нагрівання повітря (аналогічний розрахунок див. розв'язання прикладу на с. 358—360).

Визначаємо такі необхідні величини.

1) Теплоємність повітря при $t''_{\text{пов}} = t_{\text{пов}_2} = 230 \text{ } ^\circ\text{C}$ становить $c''_{\text{пов}} = 1,309 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

2) Тепловміст нагрітого повітря (при $t''_{\text{пов}} = 230 \text{ } ^\circ\text{C}$)

$$q''_{\text{пов}} = v_{\text{пов}} c''_{\text{пов}} t''_{\text{пов}} = 10,3 \cdot 1,309 \cdot 230 = 3101 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

3) Тепловміст холодного повітря (див. 2.2.1) $q'_{\text{пов}} = 201 \text{ кДж}/\text{м}^3$.

4) Приріст тепловмісту повітря у підігрівнику

$$\Delta q' = q''_{\text{пов}} - q'_{\text{пов}} = 3101 - 201 = 2900 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

5) Втрати теплоти приймаємо 10%, тоді теплота, що має передаватись у підігрівнику від газів до повітря, становитиме

$$\Delta q'_{\text{від}} = \frac{\Delta q'}{1 - 0,1} = \frac{2900}{0,9} = 3222 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

6) Тепловміст газів, що входять у підігрівник, становить $q'_r = 21757 \text{ кДж}/\text{кг}$ (див. 2.2.1).

7) Тепловміст газів, що виходять із підігрівника, становить $q''_r = q'_r - \Delta q'_{\text{від}} = 21757 - 3222 = 18535 \text{ кДж}/\text{м}^3$.

8) Температуру газів на виході з підігрівника t''_r визначаємо з рівняння $q''_r = v_r \bar{c}''_r t''_r$, $\text{кДж}/\text{м}^3$.

Для розрахунку \bar{c}''_r попередньо приймаємо $t''_r = 1170 \text{ } ^\circ\text{C}$, тоді

$$\bar{c}''_r = m_{\text{CO}_2} c''_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} c''_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{N}_2} c''_{\text{N}_2} + m_{\text{O}_2} c''_{\text{O}_2} =$$

$$= 0,0917 \cdot 2,2563 + 0,1783 \cdot 1,7677 + 0,7210 \cdot 1,41135 + 0,0090 \cdot 1,49932 ;$$

$$\bar{c}''_r = 1,553 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$t''_r = \frac{q''_r}{v_r \bar{c}''_r} = \frac{18535}{10,2 \cdot 1,553} = 1170 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2.3.2. Визначаємо продуктивність печі G'_r при регенеративному нагріванні повітря до температури $t'_{пов_2} = 230^\circ\text{C}$, користуючись методикою, викладеною в 2.2.2.

Визначаємо калориметричну температуру горіння, попередньо прийнявши $t'_k = 2040^\circ\text{C}$. При цій температурі знаходимо (див. дод. 4):

$$c'_{\text{CO}_2} = 2,4276; c'_{\text{H}_2\text{O}} = 1,9701; c'_{\text{N}_2} = 1,4852; c'_{\text{O}_2} = 1,5719 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$\bar{c}_{п.з} = 0,0917 \cdot 2,4276 + 0,1783 \cdot 1,9701 + 0,7210 \cdot 1,4852 + 0,009 \cdot 1,5719,$$

$$\bar{c}_{п.з} = 1,659 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$t'_k = \frac{Q_{п}^p + J'_{пов} + J'_{паш}}{v_{п.з} \bar{c}_{п.з}} = \frac{35200 + 3101 + 0}{10,8 \cdot 1,05 \cdot 1,659} = 2036^\circ\text{C}.$$

Тут $J'_{пов} = q''_{пов} = 3101 \text{ кДж}/\text{м}^3$ (див. 2.3.1).

Приймаємо $t'_r = t'_k = 2036^\circ\text{C}$.

Розбіжність температур $2040 - 2036 = 4^\circ\text{C}$ допустима,

$$T'_r = t'_r + 273 = 2036 + 273 = 2309 \text{ К};$$

$$\Theta'_{r.г} = \frac{T_{r.г}}{T'_r} = \frac{1623}{2309} = 0,7029; \Theta'_m = \frac{T_m}{T'_r} = \frac{1523}{2309} = 0,6596;$$

$$\Delta'_{1сер} = (\Theta'_{r.г})^2 \sqrt{1 - (\Theta'_m)^4} = 0,7029^2 \sqrt{1 - 0,6596^4} = 0,4447;$$

$$Q'_r = A \left(\frac{T'_r}{100} \right)^4 \Delta'_{1сер} = 1,277 \left(\frac{2309}{100} \right)^4 \cdot 0,4447 = 161419 \text{ Вт};$$

$$G'_r = \frac{Q'_r}{Q_{кор}} = \frac{161419}{862000} = 0,187 \text{ кг/с}.$$

Продуктивність печі зростає від 0,160 до 0,187 кг/с, або на

$$\frac{0,187 - 0,160}{0,160} \cdot 100 = 16,87 \%.$$

2.3.3 Визначаємо витрату палива за умови використання повітря, нагрітого до 230°C теплою технологічних газів, з рівняння

$$b'_{\Gamma} = b_x \frac{G_x \cdot (Q_{\text{H}}^{\text{p}} - v_{\Gamma} c_{\text{T},\Gamma} t_{\text{T},\Gamma})}{G'_{\Gamma} \cdot (Q_{\text{H}}^{\text{p}} - v_{\Gamma} c_{\text{B},\Gamma} t_{\text{B},\Gamma})};$$

тут $G_x = 0,160$ кг/с; $G'_{\Gamma} = 0,187$ кг/с; $b_x = 0,245$ м³/кг; $v_{\Gamma} = v_{\text{T},\Gamma} =$

$10,2$ м³/м³ (див. 2.2.1); $t_{\text{T},\Gamma} = t'_{\Gamma} = 1350$ °С; $t_{\text{B},\Gamma} = t''_{\Gamma} = 1170$ °С;

$c_{\text{T},\Gamma} = c'_{\Gamma} = 1,58$ кДж/(м³·К); $c_{\text{B},\Gamma} = c''_{\Gamma} = 1,553$ кДж/(м³·К);

$$b'_{\Gamma} = 0,245 \frac{0,160 \cdot (35200 - 10,2 \cdot 1,58 \cdot 1350)}{0,187 \cdot (35200 - 10,2 \cdot 1,553 \cdot 1170)} = 0,169 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Витрата палива знижується на

$$\Delta b'_{\Gamma} = b_x - b'_{\Gamma} = 0,245 - 0,169 = 0,076 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$\text{або на } \frac{\Delta b'_{\Gamma}}{b_x} \cdot 100 = \frac{0,076}{0,245} \cdot 100 = 31,0 \text{ \%}.$$

2.3.4. Складаємо тепловий баланс для робочої камери і регенеративного підігрівника повітря ($t_{\text{пов}_2} = 230^{\circ}\text{C}$).

При цьому температуру повітря на вході в контур приймаємо $t_{\text{пов}_1} = 15^{\circ}\text{C}$, а температуру технологічних газів на виході з контура $t_{\text{T},\Gamma} = t_{\text{B},\Gamma} = 1170^{\circ}\text{C}$.

Визначаємо статті теплового балансу, які залежать від питомої витрати палива ($b'_{\Gamma} = 0,169$ м³/кг) та продуктивності печі ($G'_{\Gamma} = 0,187$ кг/с):

$$1) (Q'_{\text{пал}})^{\text{p}} = b'_{\Gamma} Q_{\text{H}}^{\text{p}} = 0,169 \cdot 35200 = 5949 \text{ кДж/кг};$$

$$2) (Q'_{\text{пов}})^{\text{ф}} = b'_{\Gamma} 200 = 0,169 \cdot 200 = 34 \text{ кДж/кг};$$

$$3) Q'_{\text{T},\Gamma} = b'_{\Gamma} \alpha v_{\text{T},\Gamma}^{\text{p}} (1 - \sigma) c_{\text{B},\Gamma} t_{\text{B},\Gamma} = 0,169 \cdot 1,05 \cdot 10,8 \cdot (1 - 0,1) \cdot 1,553 \cdot 1170 = 3134$$

$$Q'_{\text{T},\Gamma} = 3134 \text{ кДж/кг};$$

$$4) Q'_{\text{м.н}} = b'_{\Gamma} \cdot 880 = 0,169 \cdot 880 = 149 \text{ кДж/кг};$$

$$5) Q'_{\text{н.с}} = \frac{Q_{\text{втр}}}{G'_{\Gamma}} = \frac{150,29}{0,187} = 804 \text{ кДж/кг};$$

$$6) (Q'_{н.с.})' = b'_r \cdot 1209 = 0,169 \cdot 1209 = 204 \text{ кДж/кг};$$

$$7) Q'_{\text{охол}} = \frac{\sum Fq_0}{G'_r} = \frac{0,75 \cdot 125}{0,187} = 501 \text{ кДж/кг}.$$

Статті теплового балансу вносимо в табл. 10.4.

Таблиця 10.4

№	Надходження теплоти		№	Витрати теплоти	
	кДж/кг	%		кДж/кг	%
1	$(Q'_{\text{пал}})^x = 5949$	98,38	1	$Q'_{\text{т.п}} = 847$	14,09
2	$Q'_{\text{пал}}^\phi = 0$	0	2	$Q'_{\text{т.в}} = 22$	0,37
3	$(Q'_{\text{пов}})^\phi = 34$	0,56	3	$Q'_{\text{енд}} = 0$	0
4	$Q'_{\text{т.м}} = 7$	0,12	4	$Q'_{\text{т.г}} = 3134$	52,14
5	$Q'_{\text{екз}} = 57$	0,94	5	$Q'_{\text{х.п}} = 0$	0
	$\sum Q'_{\text{надх}} = 6047$	100,0	6	$Q'_{\text{м.п}} = 149$	2,48
			7	$Q'_{\text{н.с}} = 804$	13,38
			8	$(Q'_{\text{н.с}})^{\text{в}} = 204$	3,39
			9	$Q'_{\text{охол}} = 501$	8,33
			10	$Q'_{\text{невр}} = 350$	5,82
				$\sum Q'_{\text{внтр}} = 6011$	100,0

Приймаємо $Q'_{\text{невр}} = 350$ Дж/кг, що становить ~5,82 %.

Небаланс становить $\sum Q'_{\text{надх}} - \sum Q'_{\text{внтр}} = 6047 - 6011 = 36$ кДж/кг або - 0,6% < 1,0 %, що допустимо.

2.3.5. Технологічні показники роботи печі при регенера- тивному нагріванні повітря до $t_{\text{пов}_2} = 230^\circ\text{C}$.

1) Коефіцієнт корисного паливовикористання

$$\eta'_{\text{к.п}} = 1 - \frac{Q'_{\text{т.г}} + \sum Q'_{\text{внтр}}}{(Q'_{\text{пал}})^x + Q'_{\text{пал}}^\phi + (Q'_{\text{пов}})^\phi};$$

$$Q'_{т.г} = 3134 \text{ кДж/кг};$$

$$\Sigma Q'_{втр} = Q'_{х.н} + Q'_{м.н} + Q'_{н.с} + (Q'_{н.с})' + Q'_{охол} + Q'_{невр} = \\ = 0 + 149 + 804 + 204 + 501 + 350 = 2008 \text{ кДж/кг};$$

$$(Q'_{пал})' + Q'_{пал} + (Q'_{пов})' = 5949 + 0 + 34 = 5983 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta'_{к.п} = 1 - \frac{3134 + 2008}{5983} = 0,1406 .$$

2) Коefіцієнт використання теплоти

$$\eta'_{в.г} = 1 - \frac{Q'_{т.г}}{(Q'_{пал})' + Q'_{пал} + (Q'_{пов})'} = 1 - \frac{3134}{5983} = 0,4762 .$$

3) Коefіцієнт корисної дії робочого простору

$$\eta'_{р.п} = \frac{Q_{кор}}{(Q'_{пал})' + Q'_{пал} + (Q'_{пов})' + Q_{екз}} = \frac{847 - 7 + 22 + 0}{5983 + 57} = 0,1427 .$$

4) Технологічний коefіцієнт корисної дії

$$\eta'_{техн} = \frac{Q_{кор}}{(Q'_{пал})' + Q_{екз}} = \frac{862}{5949 + 57} = 0,1435 .$$

5) Коefіцієнт регенерації теплоти технологічних газів

$$\eta'_p = \frac{Q_{пов2}}{Q_{т.г}} = \frac{\alpha \cdot v_{пов}^p \cdot c_{пов2} \cdot t_{пов2}}{\alpha v_{пов}^p (1 - \sigma) c_{т.г} t_{т.г}} = \frac{1,05 \cdot 9,8 \cdot 1,309 \cdot 230}{1,05 \cdot 10,8 \cdot (1 - 0,1) \cdot 1,58 \cdot 1350} = 0,1282 .$$

Теплові баланси всіх трьох режимів роботи печі та основні технологічні показники зводимо в табл. 10.5. Графіки зміни технологічних показників залежно від температури нагрівання повітря подано на рис. 10.12.

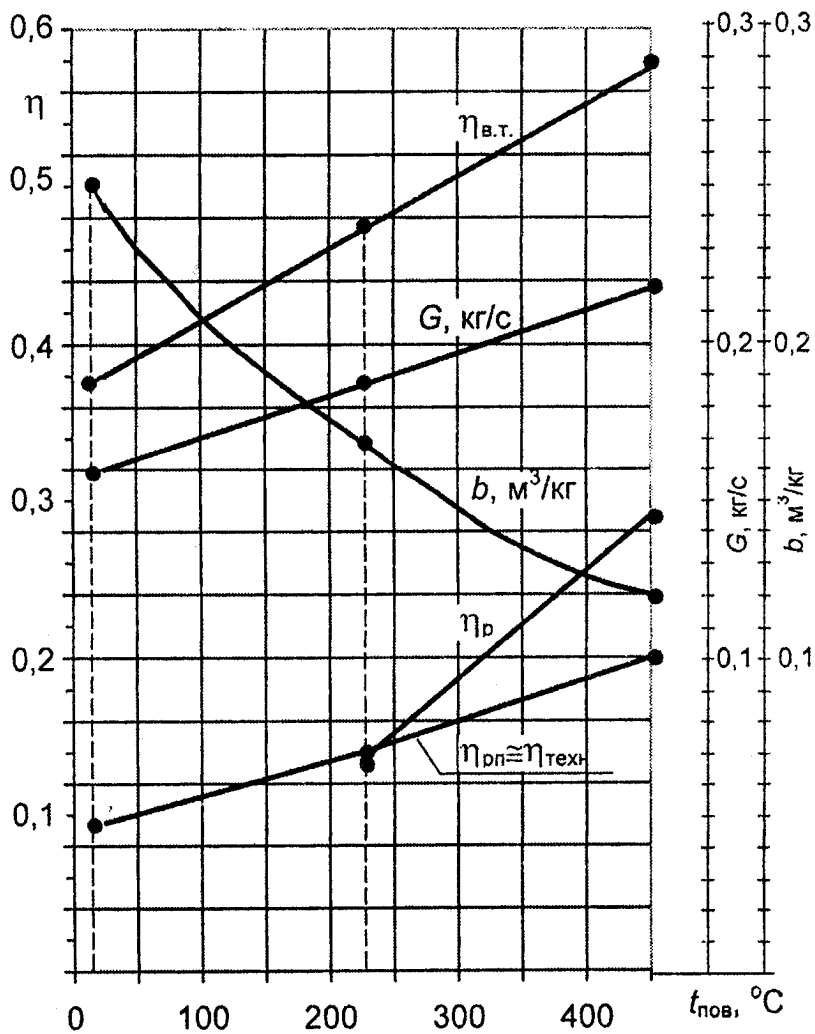


Рис. 10.12 (до розв'язання прикладу 10.1).
Залежність технологічних показників роботи печі від температури нагрівання повітря

Таблиця 10.5

№	Статті балансу	Режими роботи печі					
		Температура повітря, що надходить у піч					
		$t_{\text{пов}_1} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$		$t_{\text{пов}_2} = 230 \text{ }^\circ\text{C}$		$t_{\text{пов}_3} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$	
		Питома витрата палива, м ³ /(кг сталі)					
		$b_x = 0,245$		$b'_r = 0,169$		$b''_r = 0,120$	
		Надходження теплоти					
		кДж/кг	%	кДж/кг	%	кДж/кг	%
1	2	3	4	5	6	7	8
1	$Q_{\text{нал}}^x$	8624	98,71	5949	98,38	4224	97,96
2	$Q_{\text{нал}}^{\phi}$	0	0	0	0	0	0
3	$Q_{\text{пов}}^{\phi}$	49	0,56	34	0,56	24	0,56
4	$Q_{\text{т.м}}$	7	0,08	7	0,12	7	0,16
5	$Q_{\text{скз}}$	57	0,65	57	0,94	57	1,32
	$\Sigma Q_{\text{надх}}$	8737	100,0	6047	100,0	4312	100,0
Витрати теплоти							
1	$Q_{\text{т.п}}$	847	9,69	847	14,09	847	19,66
2	$Q_{\text{т.в}}$	22	0,25	22	0,37	22	0,51
3	$Q_{\text{енд}}$	0	0	0	0	0	0
4	$Q_{\text{т.г}}$	5333	61,03	3134	52,14	1813	42,08
5	$Q_{\text{х.н}}$	0	0	0	0	0	0
6	$Q_{\text{м.н}}$	216	2,47	149	2,48	106	2,46
7	$Q_{\text{н.с}}$	939	10,74	804	13,38	693	16,09
8	$Q_{\text{н.с}}^{\text{г.в}}$	296	3,39	204	3,39	145	5,37

9	$Q_{\text{охол}}$	586	6,71	501	8,33	432	10,03
10	$Q_{\text{невр}}$	500	5,72	350	5,82	250	5,80
	$\Sigma Q_{\text{витр}}$	8739	100,0	6011	100,0	4308	100,0
	Не-ув'язка	-2	0,02	36	0,60	4	0,09
Основні технологічні показники роботи печі							
	в частках	$y \%$	в частках	$y \%$	в частках	$y \%$	
$\eta_{\text{к.п}}$	0,0926	9,26	0,1406	14,06	0,1904	19,04	
$\eta_{\text{в.г}}$	0,3851	38,51	0,4762	47,62	0,5732	57,32	
$\eta_{\text{р.п}}$	0,0987	9,87	0,1427	14,27	0,2002	20,02	
$\eta_{\text{техн}}$	0,0993	9,93	0,1435	14,35	0,2001	20,01	
$\eta_{\text{р}}$	=	—	0,1282	12,82	0,2840	28,40	
Продуктивність G	0,160 кг/с		0,187 кг/с		0,217 кг/с		
Економія палива			$\Delta b'_r = 0,076$ м ³ /кг	31%	$\Delta b''_r = 0,125$ м ³ /кг	51%	
$t_{\text{в.г}}$	1350		1170		974		

Контрольні запитання

1. Основні напрямки використання вторинних енергетичних ресурсів ВТУ.

2. Назвіть основні варіанти використання вторинних енергетичних ресурсів ВТУ та показник цих варіантів — коефіцієнт виробничого тепловикористання.

3. Порівняльна оцінка варіантів використання теплоти технологічних газів.

4. У чому зміст енергетичної оцінки (аспекту) проблеми використання теплоти відхідних технологічних газів у ВТУ?

5. Поясніть зміст технологічного, економічного та експлуатаційного аспектів використання теплоти відхідних технологічних газів із ВТУ.

6. Назвіть основні можливі напрямки регенеративного тепловикористання відхідних технологічних газів ВТУ.

7. Визначення економії палива при використанні теплоти технологічних газів для нагрівання повітря, яке використовується в робочій камері ВТУ. Чи впливає нагрів дутьового повітря на інші показники роботи ВТУ?

8. Проаналізуйте техніко-економічні та експлуатаційні межі регенеративного нагріву повітря.

9. З якою метою використовується автономний високо-температурний нагрів повітря? Наведіть приклади, де використовується такий нагрів.

10. Хімічна регенерація теплоти відхідних технологічних газів. Її суть та можливість використання у ВТУ.

11. Попередній нагрів відхідними газами технологічних матеріалів. Його порівняння з нагрівом повітря.

12. За яких умов використовується попередній нагрів відхідними газами технологічних матеріалів?

Розділ одинадцятий

РЕГЕНЕРАТОРИ ТА РЕКУПЕРАТОРИ ДЛЯ НАГРІВАННЯ ПОВІТРЯ ТА ГАЗУ

11.1. Раціональні рівні нагріву повітря

У сучасних промислових ВУ нагрів дуття (переважно повітря) може змінюватись у широких межах: від 200 до 1300°C. Матеріалом для виготовлення підігрівників служать звичайні та спеціальні метали, а також керамічні матеріали.

Виходячи з умов максимального використання матеріалу, з якого виготовляються теплообмінні апарати, доцільно встановити три найбільш характерні рівні температури підігріву повітря, °C: 300...400; 700...800; 1000...1300°C.

1) Нагрів повітря до 300...400°C може здійснюватись у високопродуктивних трубчастих рекуператорах (аналогічних тим, що використовуються в парогенераторах). Цей рівень нагріву повітря дає найбільш відчутний приріст технологічної ефективності.

2) Нагрів повітря до 700...800°C має деяке фізичне обґрунтування, суть якого в тому, що в цих межах знаходиться температура займання майже всіх видів палива, зокрема природного газу та мазуту. При цьому інтенсифікація процесу горіння визначатиметься лише швидкістю змішування компонентів горіння.

Температурою нагріву повітря до 800°C практично вичер-

пуються конструктивні можливості спеціальних сталей, але ще не виправдане застосування керамічних теплообмінників (менш економічних).

3) Нагрів повітря до 1000...1300°C технологічно необхідний для плавильних ванних печей реверсивного типу (див. рис. 5.18) для виплавки чавуну в доменних печах, а також для швидкісного нагріву холодних зливків перед їх гарячою обробкою (див. рис. 5.9). Для теплообмінників при таких температурах нагріву повітря єдиною можливістю є застосування вогнетривких керамічних матеріалів, випалених при високих температурах. У найвідповідальніших випадках використовуються плавлені вогнетриви.

Керамічні нагрівники повітря застосовуються двох типів:

1) регенератори, які працюють в умовах нестаціонарного теплового режиму — нагріву насадки газами, а потім нагріву повітря за рахунок теплоти, що акумулювалась у насадці;

2) рекуператори, в яких передача теплоти від газів до повітря іде безперервно через керамічну стінку.

Керамічні регенеративні та рекуперативні нагрівники повітря мають суттєві недоліки:

1) інтенсивне шлакування та шлакова корозія керамічних матеріалів плавильним виносом;

2) мала продуктивність, обумовлена низькою газоцільністю керамічних рекуператорів та необхідністю розвитку теплоакumuлюючої маси керамічної насадки регенераторів.

Ці недоліки посилюються для сучасних швидкісних високотемпературних процесів, тому перспективність використання всіх керамічних теплообмінників досить низька, особливо коли в технологічних відхідних газах міститься значна кількість плавильного виносу.

11.2. Керамічні регенеративні підігрівники повітря

Регенеративні високотемпературні підігрівники є органічною складовою частиною всіх реверсивно-регенеративних печей — мартенівських, склоплавильних, нагрівальних колодязів, доменних печей.

Особливістю регенеративних підігрівників є використання для теплообміну теплоакумуючої насадки, яка виготовляється з вогнетривкого матеріалу (шамот, шамотокарборунд, диас, хромомagneзит та інші). Камера вертикального регенератора та основні типи насадок показані на рис. 11.1.

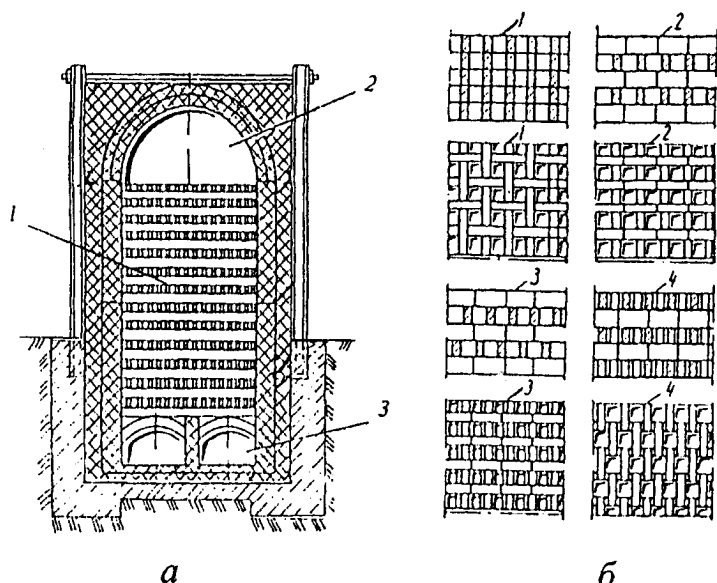


Рис. 11.1. Камера вертикального регенератора та типи насадок:
 а — регенератор: 1 — насадка; 2 — наднасадковий простір;
 3 — піднасадковий канал; б — типи насадок: 1 — насадка з суцільними каналами; 2 — насадка в клітинку; 3 — насадка в клітинку із зміщеними каналами; 4 — насадка з почергово змінними рядами

Оскільки теплообмін проходить в нестационарних умовах (рис. 11.2), то треба мати як мінімум дві камери з насадкою при однаковій тривалості нагрівання та охолодження. При неоднаковій тривалості нагрівання та охолодження (коли необхідно нагрівати велику кількість повітря до високої температури) число регенеративних камер з насадкою збільшується (наприклад, 3—4 каупери на одну доменну піч; з них 2—3 нагріваються, а один охолоджується, див. додаток рис. Д5.1).

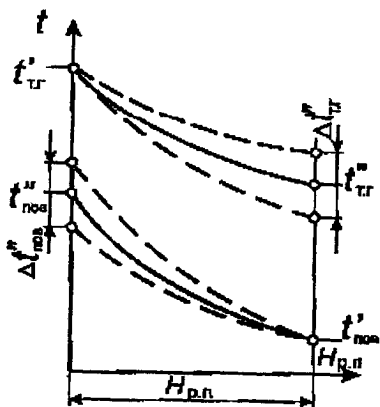


Рис.11.2. Температурні параметри роботи регенератора

При нагріванні лише повітря температурні параметри роботи регенератора можна визначити з рівняння балансу теплоти, віднесеного на 1 кг (1 м³) спалюваного палива:

$$\begin{aligned} v_{т.г.} c_{т.г.} (t'_{т.г.} - t''_{т.г.}) \eta_{рег} = \\ = v_{пов.} c_{пов.} (t'_{пов.} - t''_{пов.}), \quad (11.1) \end{aligned}$$

де $v_{т.г.}$, $c_{т.г.}$, $v_{пов.}$, $c_{пов.}$ — об'єми та теплоємності технологічних газів та повітря відповідно; $t'_{т.г.}$ та $t''_{т.г.}$ — температури технологічних газів на початку та наприкінці регенеративного підігрівника; $t'_{пов.}$ та $t''_{пов.}$ — відповідні температури повітря; $\eta_{рег}$ — коефіцієнт, який враховує втрати

теплоти в навколишнє середовище та за рахунок циклічних переключень регенеративної камери з повітря на димові гази і навпаки.

При кожному переключенні з повітря на димові гази в атмосферу виштовхується гаряче повітря в кількості, що відповідає вільному об'ємові регенеративної камери та гарячого повітропроводу; ці втрати в балансі ВУ становлять 2...3% від теплоти спалюваного палива. Зазначені втрати теплоти, перераховані на використану в регенераторах теплоту технологічних газів, відповідають значенням $\eta_{рег} = 0,8 \dots 0,85$.

Одночасно із суміжною регенеративною камери в робочу камеру виштовхується така сама об'ємна кількість димових газів, що знижує температурний рівень у робочій камері і на певний час погіршує процес згоряння палива.

Більш часте переключення регенераторів (тобто зменшення тривалості робочого циклу) підсилює значення вказаних недоліків. Однак і подовження робочого циклу приводить до більш різких коливань кінцевої температури дуттьового повітря $\Delta t''_{пов.}$ (див. рис. 11.2), що сягає

200...300°C, а це створює нестійкий температурний режим у робочій камері.

Крім вказаних вище, мають місце додаткові втрати теплоти, обумовлені недостатньою щільністю газоперемикальних клапанів.

Умови роботи цегляних регенераторів особливо ускладнюються, якщо в димових газах міститься технологічний розплав, що спричинює шлакування перших рядів кладки і пов'язане з цим зниження продуктивності та скорочення терміну робочої кампанії ВУ.

Виходячи з викладеного, можна дійти висновку, що цегляні регенератори звичайного типу малоперспективні для розвитку техніки високотемпературного нагріву повітря.

Теплопродуктивність регенератора за робочий цикл при витраті палива B (кг/с) становить

$$Q_{\text{пер}} = B \Delta i_{\text{пов}} \tau_p \quad (\text{кВт за робочий цикл}), \quad (11.2)$$

де $\Delta i_{\text{пов}}$ — приріст ентальпії повітря на 1 кг(м³) палива, кДж/кг (кДж/м³); τ_p — тривалість робочого циклу в годинах.

Необхідна поверхня нагріву однієї камери регенератора визначається рівнянням

$$H_{\text{пер}} = \frac{Q_{\text{пер}}}{K_{\text{пер}} \Delta t} \quad (\text{м}^2), \quad (11.3)$$

де Δt — середньологарифмічна розрахункова різниця температур між технологічними газами і повітрям; $K_{\text{пер}}$ — коефіцієнт теплопередачі в регенеративній насадці, віднесений до тривалості робочого циклу, кВт/(м² · К).

Регенератори з рухомою насадкою є апаратами безперервної дії і бувають двох типів:

- 1) підігрівники з обертовою насадкою;
- 2) підігрівники з рухомою зернистою насадкою.

Підігрівники з обертовою насадкою за принципом роботи за конструкцією аналогічні тим, які використовуються в енергетиці. Приблизно такими самими витримуються і температурні параметри газів та повітря, що нагрівається (до 300...400°C).

Регенеративні підігрівники повітря такого типу мають значну площу відносної поверхні нагріву ($f=150\dots 200 \text{ м}^2/\text{м}^3$), але малу теплоакумулюючу здатність.

Відомий інший варіант обертового роторного повітро-нагрівника з кульковою чавунною насадкою (діаметр кульок $3\dots 5 \text{ мм}$). Його переваги: інтенсивніший теплообмін, менша вартість чавунної кулькової насадки порівняно із сталевюю листовою.

Тепловий розрахунок обертових регенераторів спрощується через незначну теплоакумулюючу здатність сталевюю листової чи чавунної кулькової насадки. Коефіцієнт теплопередачі може бути визначений за формулою

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_r \alpha_r} + \frac{1}{\epsilon_{\text{пов}} \alpha_{\text{пов}}}}, \quad (11.4)$$

де α_r , $\alpha_{\text{пов}}$ — коефіцієнти тепловіддачі відповідно від газу до насадки і від насадки до повітря ($\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$); ϵ_r , $\epsilon_{\text{пов}}$ — частки поверхні насадки в газовій та повітряній зонах.

У розрахунках можна прийняти $\epsilon_r=0,45\dots 0,50$ та $\epsilon_{\text{пов}}=0,35\dots 0,40$, тому що $10\dots 15\%$ площі ротора належить до зони поділу з двома секторами ущільнення.

Нині впроваджується низка схем регенеративних теплообмінників з рухомою зернистою (кульковою) насадкою, які орієнтовані на нагрів повітря до високої температури ($1100\dots 1200^\circ\text{C}$ і вище). В цих умовах насадка може виконуватись тільки із спеціальних керамічних матеріалів, що мають високу вогнетривкість, хімічну стійкість та механічну міцність.

Механічна міцність тут має особливе значення, а найвищі показники міцності притаманні не обпаленим, а плавленим виробам з оксиду магнію MgO або діоксиду цирконію ZrO_2 . Ці плавлені вогнетриви мають практично нульову пористість, що підвищує їх механічну міцність та шлакостійкість, однак вартість плавлених вогнетривів досить висока.

Підігрівники із зернистою насадкою складаються з двох камер, що розташовані одна під одною і працюють безперервно (рис. 11.3).

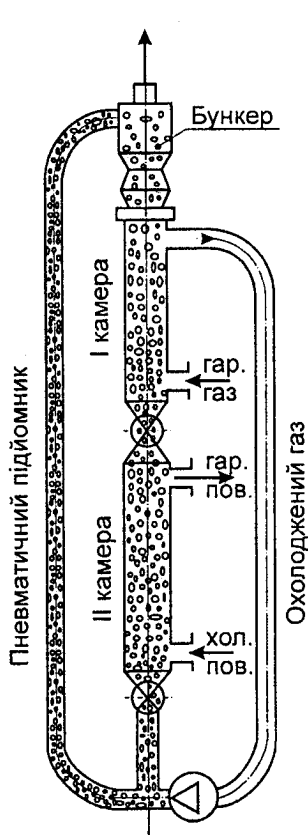


Рис. 11.3. Схема регенеративного підігрівника повітря з рухомою зернистою насадкою

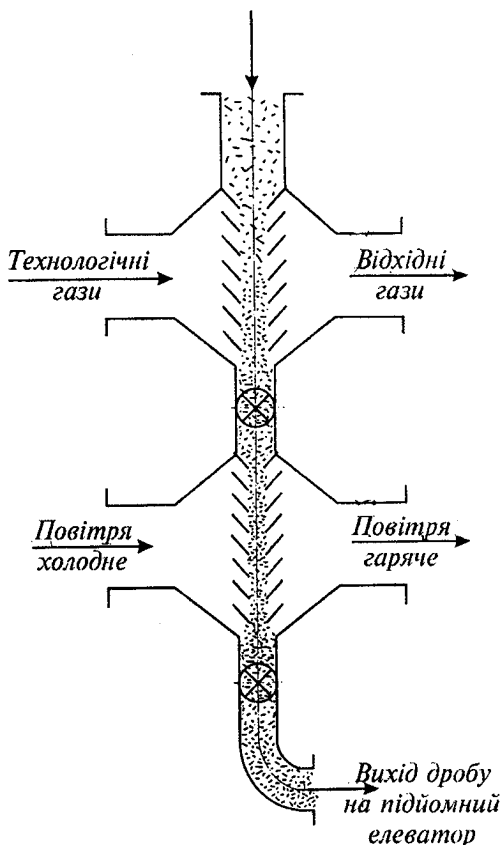


Рис. 11.4. Схема регенеративного підігрівника повітря з рухомою насадкою (з дробом)

У верхню камеру завантажують зернистий матеріал у вигляді кульок діаметра 3...5 мм, що нагрівається технологічними газами після ВУ. Нагріті кульки через спеціальний живильний пристрій надходять у нижню камеру. Рух газів (повітря) та матеріалів протитоковий. З нижньої камери охолоджені кульки подаються у верхню камеру спеціальними підйомниками.

Аналогічно працює регенеративний підігрівник повітря,

в якому насадкою є чавунний дріб (рис. 11.4). Дріб рухається вниз по каналу, що утворюється із жалюзних решіток. У верхній частині каналу дріб нагрівається газом, а в нижній віддає акумульовану теплоту повітрю. При дуже високих температурах технологічних газів застосовують керамічні кульки.

Переваги регенераторів з рухомою насадкою перед керамічними регенераторами періодичної дії такі: 1) інтенсивніша теплопередача; 2) простота обладнання; 3) нижчі капіталовкладення.

Проте вони мають і недоліки: 1) велика витрата енергії на подачу повітря та газу через шар насадки; 2) абразивний знос насадки; 3) забруднення відхідних газів та повітря абразивним пилом з насадки.

11.3. Керамічні рекуперативні підігрівники повітря

У керамічних рекуператорах теплообмін між відхідними технологічними газами та повітрям відбувається через перегородку, яка може мати найрізноманітніші конструктивні форми (плоскі стіни, канали різної конфігурації в блоках, труби). Рекуператори є підігрівниками безперервної дії, в них повітря має сталу температуру.

Керамічні рекуператори складають із фасонних елементів (рис. 11.5) так, що утворюються канали — вертикальні для повітря та горизонтальні для газів; товщина стінок каналів 12...18 мм. Із стандартних елементів можна набрати будь-яку поверхню нагріву.

Матеріали, які застосовуються для виготовлення керамічних рекуператорів, повинні мати достатню вогнетривкість, незначну пористість, достатню шлакову та термічну стійкість, а також підвищену теплопровідність. Таким вимогам найбільш повно відповідають шамот, шамотокарборунд та карборунд. Шамот має коефіцієнт теплопередачі 1,2...1,5 Вт/(м²·К), а карборунд — 8...10 Вт/(м²·К). Послідовність виготовлення труб або блоків рекуператорів така: формовка, висушування, обпалювання та шліфування поверхонь, які стикаються при складанні підігрівника.

Основним недоліком керамічних рекуператорів є їх вкрай

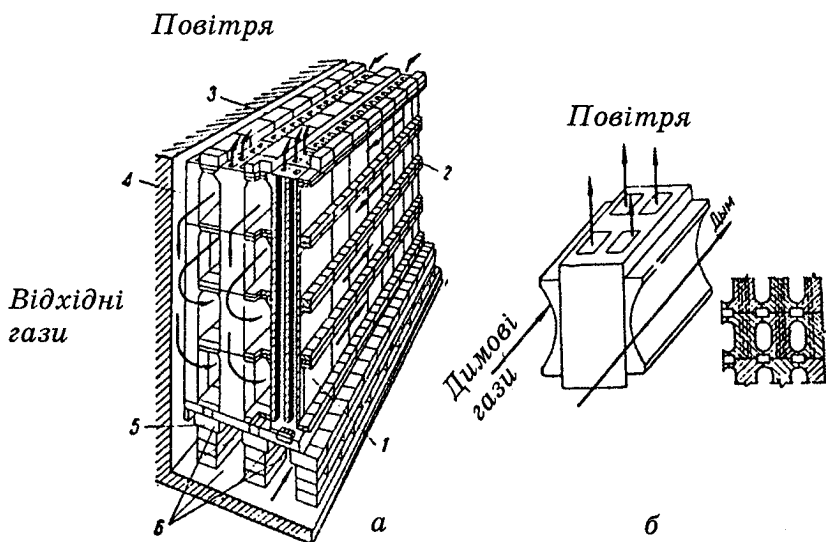


Рис. 11.5. Керамічний рекуператор:

- а* — рекуператор у складеному вигляді: 1 — елемент з чотирма каналами; 2 — перегородка; 3 — верхні фасонні цеглини; 4 — бічні елементи; 5 — нижні фасонні цеглини; 6 — канали для підведення повітря;
- б*) — блок (елемент) керамічного рекуператора

низька газощільність, яка обумовлена: 1) великою кількістю стиків між окремими елементами; 2) природною пористістю тонкої керамічної стінки; 3) розтріскуванням стінки, що виникає через недостатню компенсацію температурних подовжень і різницю температур у самій стінці; 4) можливим роз'їданням керамічного матеріалу плавильним винесенням.

З цих причин виникає перетікання повітря (приблизно до 20...25%) в газове середовище, що перевантажує тягодуттєве обладнання і погіршує умови згоряння палива і відповідно знижує продуктивність ВУ.

На інтенсивність перетікання повітря в газове середовище, крім вказаних вище причин, впливає схема компоновки рекуператора, димососа та вентилятора.

На рис. 11.6 показано можливі варіанти таких компоновок.

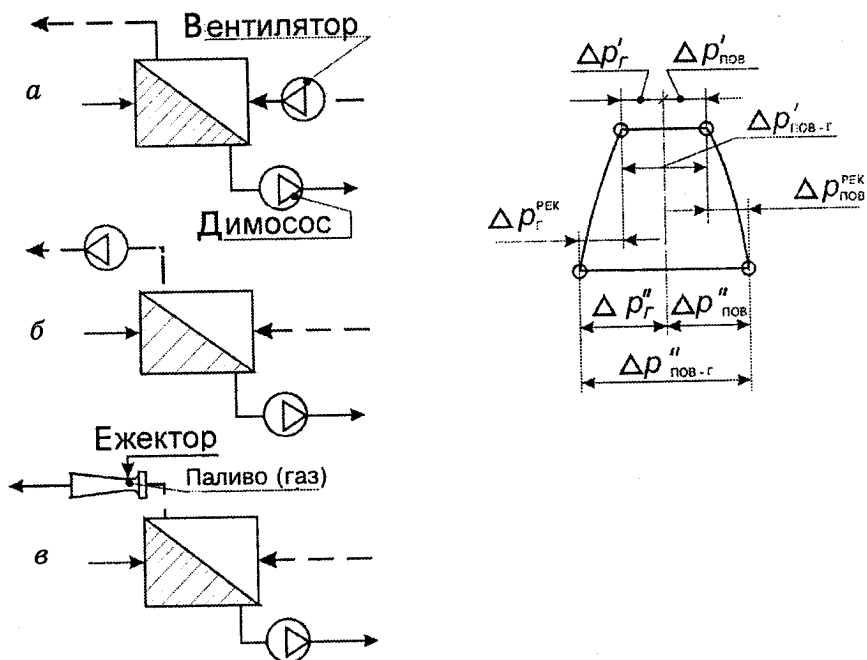


Рис. 11.6. Можливі варіанти включення вентилятора та димососа, що обслуговують керамічні рекуператори для нагрівання повітря

Варіант "а" являє собою схему, коли дуттьовий вентилятор та димосос включаються до рекуператора з холодного боку, а це скорочує витрати електроенергії на нагнітання холодного повітря. Однак при цьому створюється досить велика різниця абсолютних тисків між повітряними та газовими порожнинами рекуператора, особливо на його холодному боці. Тут абсолютний тиск повітря ($\Delta p''_{пов}$) визначається сумою опорів гарячого повітропроводу з пальниками ($\Delta p'_{пов}$) та самого рекуператора з його повітряного боку ($\Delta p_{пов}^{рек}$), тобто $\Delta p''_{пов} = \Delta p'_{пов} + \Delta p_{пов}^{рек}$. Абсолютний тиск газу з холодного боку визначається сумою опору газового тракту ВУ до рекуператора, що відповідає розрідженню газу перед рекуператором ($\Delta p'_g$), та опору самого рекуператора з його га-

зового боку ($\Delta p_r^{\text{рек}}$), тобто $\Delta p_r'' = \Delta p_r' + \Delta p_r^{\text{рек}}$. Таким чином, різниця абсолютних тисків між повітряною та газовою порожнинами з холодного боку рекуператора дорівнює

$$\Delta p''_{\text{пов-г}} = \Delta p''_{\text{пов}} + \Delta p''_{\text{г}} \quad (11.5)$$

і вимірюється десятками міліметрів водяного стовпчика, що і спричинює великі перетоки повітря в газове середовище.

Із гарячого боку рекуператора різниця абсолютних тисків повітря та газу значно менша, ніж з холодного боку і визначається з рівняння

$$\Delta p'_{\text{пов-г}} = \Delta p'_{\text{пов}} + \Delta p'_{\text{г}}. \quad (11.6)$$

Варіант "б" передбачає включення дуттьового вентилятора після рекуператора. Різниця абсолютних тисків $\Delta p_{\text{пов-г}}$ тут значно менша, ніж у схемі за варіантом "а" (рис. 11.6). За цієї схеми підсмоктування повітря значно зменшується, особливо з гарячого боку рекуператора, де вони найбільш шкідливі, тому що призводять до зниження температури газів і відповідно погіршення умов теплообміну. Недоліком схеми "б" є складні температурні умови роботи вентилятора (нагрів повітря обмежується температурою 300...350°C), а це знижує можливість використання теплоти відхідних газів.

Схема "в" дає змогу уникнути вказаного недоліку схеми "б" шляхом заміни вентилятора газовим ежектором. Робочим агентом для нього може служити газоподібне паливо. Однак реально в цій схемі можна використати тільки низькокалорійний газ, наприклад коксодоменний, коли об'єми газу та повітря, потрібного для його спалювання, сумірні, що й забезпечує можливість відсмоктування повітря за допомогою газового ежектора.

У рекуперативних підігрівниках перетік до димових газів повітря, що нагрівається, окрім зростання витрат енергії на тягу та дуття, знижує температурний рівень газів, що погіршує умови тепловіддачі та збільшує втрату теплоти з відхідними газами. Тому реальні коефіцієнти теплопередачі при віднесенні їх до повітряного боку

становлять не більш як 3...4 Вт/(м²·К). Це приводить до того, що 1 м² поверхні нагріву (з повітряного боку) керамічних рекуператорів порівняно із сталевими трубчастими має приблизно в 5 разів меншу ефективність теплосприймання та в 6...10 разів більшу масу.

Перспектива удосконалення керамічних рекуператорів досить низька.

11.4. Металеві рекуперативні підігрівники повітря

11.4.1. Умови роботи металу при високих температурах. Металеві рекуператори мають такі переваги перед керамічними: 1) велика газощільність (при зварюванні елементів підігрівника — сягає 100 %); 2) відсутня хімічна взаємодія технологічного виносу з поверхнею нагріву (поверхня може тільки забруднюватись); 3) велика питома теплопродуктивність, що знижує вартість та габарити теплообмінників.

Температурний рівень дуття в металевих рекуператорах залежить від допустимої температури металу (t_m), виходячи з умов жаростійкості та жароміцності.

Жаростійкість характеризується стійкістю металу проти окалиноутворення. Жароміцність визначається ще й достатнім запасом міцності при необхідній жаростійкості.

Вуглецева сталь застосовується при $t_m \leq 500^\circ\text{C}$, а сірий ливарний чавун — при $t_m \leq 600^\circ\text{C}$.

Жаростійкість чавуну та сталі можна підвищити за рахунок їх алітування, тобто напилення алюмінію на поверхню металу з подальшою їх термообробкою, або методом занурювання у ванну з розплавленим алюмінієм. Якщо в газах, що контактують з металом, є винос, який містить в собі залізо, то алітування втрачає сенс. Нині підвищення жаростійкості та жароміцності сталі та чавуну в основному досягається за рахунок їх легування. Присадками є: хром, нікель, кремній, алюміній, молібден, вольфрам, іноді титан, ніобій. Хром і нікель підвищують жаростійкість металу. Найдорожчими з легуючих елементів є нікель. Жароміцність сталі підвищується головним чином за рахунок присадок молібдену та вольфраму (вміст їх від десятих

часток до 2...3%). Присадка титану чи ніобію упереджує появу крихкості сталі в інтервалі температур 500...700°C.

Нині найширшого застосування набули сталеві рекуператори. Використовується сталь з температурою жаростійкості $t_{ж.с}=1000...1100^\circ\text{C}$ та температурою жароміцності $t_{ж.м}=800...850^\circ\text{C}$.

За високих температур металу показниками міцності вважаються: границя повзучості та границя тривалої міцності. За температур металу вище як 650...700°C навіть кращі високолеговані аустенітні сталі різко знижують границю тривалої міцності.

Одночасно слід зазначити, що вартість виробів із левованої сталі порівняно із звичайною вуглецевою сталлю зростає в 5...10 разів.

Металеві підігрівники повітря працюють при досить низьких тисках ($(3...5) \cdot 10^3$ Па, або 300...500 мм вод ст.), однак механічні напруження в металі виникають, хоча й незначні. Проте за певних умов механічні напруження можуть бути значними і призвести до руйнування металу. Ці умови визначаються двома обставинами: радіусом кривизни (діаметром) нагрівальних елементів та їх температурними подовженнями.

При нескінченному радіусі кривизни, тобто для плоскої поверхні зазначений тиск повітря $(3...5) \cdot 10^3$ Па відповідає механічному напруженню 3...5 кН/м².

Фактичне напруження в циліндричних елементах, які перебувають під тиском, у загальному вигляді визначається з рівняння

$$\sigma_{\phi} = \frac{pD}{A\delta}, \quad (11.7)$$

де p — тиск; D — діаметр циліндра; δ — товщина стінки циліндра; A — коефіцієнт пропорційності, який враховує перерахунок одиниць вимірювання.

Із формули (11.7) випливає, що при незмінному тиску повітря і при переході від труб малого діаметра (наприклад, 50 мм) до зварних циліндрів великого діаметра (1500...2500 мм) фактичне напруження в металі зростає в десятки разів.

Таким чином, першою умовою механічної міцності високотемпературного металевго рекуператора є виготовлення його з труб якомога меншого діаметра.

Температурні подовження, що виникають у нагрівальних елементах, мають безперешкодно компенсуватися, щоб уникнути надмірних напружень у металі від стискування.

Термічне напруження визначається з рівняння

$$\sigma_{\phi} = E \epsilon \Delta t \text{ (Н/мм}^2\text{)}, \quad (11.8)$$

де E — модуль пружності сталі при робочій температурі, Н/мм²; ϵ — коефіцієнт відносного подовження металу, 1/°С; Δt — розрахункова різниця температур, °С.

Наприклад, для легованої сталі ХІ8НІ2М2Т при $t_{\text{м}}^{\text{ср}} = 500^\circ\text{С}$, $E = 130000 \text{ Н/мм}^2$, $\epsilon = 0,000016 \text{ 1/}^\circ\text{С}$ маємо

$$\sigma_{\phi} = E \epsilon \Delta t = 130000 \cdot 0,000016 \cdot 500 = 1,04 \text{ кН/мм}^2.$$

Таке напруження призвело б до повного зруйнування рекуператора.

У зв'язку з цим слід застосовувати такі конструкції рекуператорів, які забезпечують вільне переміщення труб та інших елементів підігрівників на величину можливого абсолютного їх подовження.

Вільне переміщення однієї з трубних дощок, де закріплюються труби, не гарантує повної відсутності напруження в трубах, тому що існує нерівномірність нагріву самих труб. У зв'язку з цим важливо, щоб труби були достатньо гнучкими (відношення довжини труби до її діаметра L/d має бути досить великим при малій товщині δ стінки). Це дає змогу трубам у певній мірі прогинатися при деформації на поздовжній згин і цим самим забезпечити самокомпенсацію деякої нерівномірності їх температурного подовження.

11.4.2. Теплотехнічні умови надійної та ефективної роботи металевих рекуператорів. Надійність роботи металевго рекуператора визначається передусім температурою теплосприймаючої металевгої поверхні й відповідністю цієї температури конструкційним можливостям металу для даного нагрівника.

Прийнявши стінку плоскою і знехтувавши термічним опором стінки (для спрощення задачі та наочності висновків), можна записати

$$t_m = t_{\text{пов}} + \frac{q}{\alpha_{\text{пов}}}, \quad (11.9)$$

де $t_{\text{пов}}$ — максимальна температура повітря, °С; q — щільність теплового потоку, що передається через стінку, Вт/м²; $\alpha_{\text{пов}}$ — коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря, що нагрівається, Вт/(м² · К).

Для керамічних рекуператорів не існує проблеми зниження температури теплосприймаючої поверхні, тому що жаростійкість кераміки (1600...1700°С) та її жароміцність (1300...1400°С) значно перевищують температуру повітря, що нагрівається. Для металевих рекуператорів температура металу t_m та температура повітря $t_{\text{пов}}$ сумірні. При цьому величина t_m з одного боку обмежується можливостями металу з жаростійкості та жароміцності, а з іншого — співвідношенням величин $t_{\text{пов}}$, q та $\alpha_{\text{пов}}$.

При конструюванні металевих підігрівників прагнуть температуру t_m , при якій працює метал, по можливості, знизити, щоб підвищити його міцність і створити умови економної витрати металу. При заданій максимальній температурі $t_{\text{пов}}$, до якої нагрівається повітря, можна знизити t_m за рахунок або зниження q , або збільшення $\alpha_{\text{пов}}$.

Знижувати q не вигідно, тому що зростатиме необхідна поверхня нагріву нагрівника, тобто витрата матеріалу та витрати на його експлуатацію.

Збільшувати $\alpha_{\text{пов}}$ можна за рахунок зростання швидкості $w_{\text{пов}}$ повітря, але в певних межах, тому що $\alpha_{\text{пов}} \sim w_{\text{пов}}^{0,8+0,6}$, а гідравлічний опір зростає: $\Delta p_{\text{пов}} \sim w_{\text{пов}}^2$. Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{пов}}$ можна підвищити також за рахунок зменшення діаметра труб, з яких складається поверхня нагріву нагрівника (але вплив цього фактора незначний — у степені 0,2...0,4).

Таким чином, температура поверхні металу t_m є основним теплотехнічним показником надійності металевого рекуператора, а інтенсивність внутрішньої тепловіддачі $\alpha_{\text{пов}}$ — головним засобом її забезпечення.

Параметр теплового розрахунку рекуператора t_m потребує детальнішого його розгляду. Для цього загальний температурний напір $\Delta t_{г-пов}$ доцільно розділити на такі дві частини: $\Delta t_{г-м} = t_г - t_m$ — різниця температур газів і металу та $\Delta t_{м-пов} = t_m - t_{пов}$ — різниця температур металу та повітря, що нагрівається (рис. 11.7). Нерозривність теплового потоку q (Вт/м²) при цьому визначиться з рівняння

$$q = \sum \alpha_i \Delta t_{г-м} = \alpha_{пов} \Delta t_{м-пов} \quad (11.10)$$

Співвідношення $\Delta t_{г-м} / \Delta t_{м-пов}$ можна змінювати залежно від умов тепловіддачі з газового та повітряного боку рекуператора та якості металу поверхні нагріву (t_m).

Щоб оцінити надійність роботи металевого рекуператора, важливо розглядати не середню, а найвищу температуру металу (t_m^{max}), яка визначається з врахуванням нерівномірності теплосприйняття, що виражається коефіцієнтом

$$\varphi = Q_{max} / Q_{сер}, \quad (11.11)$$

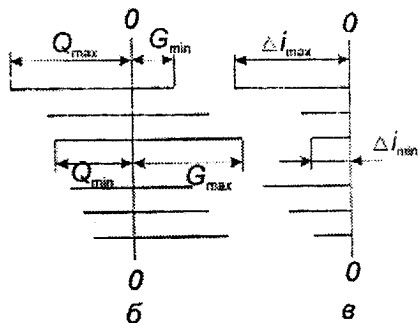
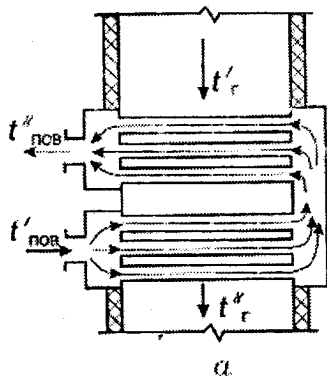


Рис. 11.8. Типова схема металевого рекуператора та його основні теплотехнічні характеристики:

а — схема включення трубчастого рекуператора; б — розподіл по трубних рядах теплових навантажень Q , та витрати повітря G ; в — приріст ентальпії повітря Δi

де Q_{\max} та $Q_{\text{сер}}$ — найбільше та середнє теплове навантаження трубних елементів системи відповідно, кВт.

На рис. 11.8 подана типова схема включення металевих рекуператорів (чавунних та сталевих), для яких характерним є послідовне для газу та паралельне для повітря включення всіх труб кожної секції. За таких умов має місце найбільша нерівномірність теплосприйняття.

На рис. 11.8, б (ліворуч) показано епюру теплових навантажень (Q) трубних рядів. Теплове перевантаження першого по ходу газів трубного ряду відбувається за рахунок радіаційної тепловіддачі газового об'єму та прилеглої до нього обмуровки перед першим рядом труб. Коефіцієнт нерівномірності теплосприйняття для першого ряду таких труб досить значний ($\varphi=2,0\dots2,2$).

Нерівномірність теплосприймання тісно пов'язана з перерозподілом повітря між трубними рядами — обернено пропорційно їх тепловим навантаженням. Такий перерозподіл обумовлюється тим, що всі труби кожної секції в силу паралельності їх включення мають рівні опори по повітрю, що нагрівається.

Сумарний опір труби під час руху в ній теплоносія із змінним питомим об'ємом (залежить від інтенсивності теплосприйняття) складається з опорів динамічного (тертя, місцевого, прискорення) та нівелірного (тиск стовпа теплоносія). Для горизонтальних рекуператорів нівелірним напором можна знехтувати. Тоді сумарний повітряний опір рекуператора $\Delta p_{\text{пов}}$, Н/м², залежатиме від квадрата швидкості повітря та зміни (при нагріві) його питомого об'єму і визначається з рівняння

$$\Delta p_{\text{пов}} = AG_{\text{пов}}^2 (1 + v_{\text{пов}}'' / v_{\text{пов}}'), \quad (11.12)$$

де $G_{\text{пов}}$ — витрата повітря, що нагрівається (по трубі чи трубному ряду), кг/с; $v_{\text{пов}}'$ — початковий питомий об'єм повітря, м³/кг; $v_{\text{пов}}''$ — кінцевий питомий об'єм нагрітого повітря, м³/кг; A — числовий коефіцієнт, що враховує гідравлічні та конструктивні характеристики труб та перерахунок розмірностей.

Очевидно, що приріст питомих об'ємів повітря $\Delta v = v_{\text{пов}}'' / v_{\text{пов}}'$ пропорційний теплосприймання труби або трубного ряду.

Із рівняння (11.12) випливає, що витрати повітря при нерівномірному обігріванні труб перерозподіляються обернено пропорційно їх теплосприйманням, що виражається рівнянням

$$\frac{G_{\max}}{G_{\min}} = \sqrt{\frac{1 + \Delta v_{\max}}{1 + \Delta v_{\min}}} \quad (11.13)$$

Тобто рядами труб рекуператора, де більше теплове навантаження Q_{\max} , проходить менша кількість повітря Q_{\min} , і навпаки.

Розглянуте явище теплогідравлічного розвірчування стосується всіх нагрівальних систем із примусовим рухом теплоносія, питомий об'єм якого суттєво змінюється залежно від інтенсивності теплосприймання, тобто конкретно і до повітряних рекуператорів.

У першому, по ходу газів, трубному ряду рекуператора (рис. 11.8, в) матиме місце найбільше підвищення ентальпії повітря, а значить і його температури. Температура металу t_m при цьому різко підвищується (див. формулу (11.9)).

Таким чином, основною теплотехнічною умовою ефективної роботи металевого рекуператора, у частині надійності та продуктивності є якомога більша рівномірність теплосприймання в його нагрівальній системі.

Цього можна досягнути методом шайбування трубних рядів з меншим тепловим навантаженням, тобто з більшими пропусками повітря (при помірній нерівномірності теплосприйняття $\phi > 1,3 \dots 1,4$ або за рахунок застосування попередньо ввімкненої захисної петлі (рис. 11.9) при значному ϕ , коли перший ряд нагрівника сприймає потужне теплове випромінювання стінки газоходу, газового об'єму, де може відбуватися догоряння горючих компонентів у нагрівальних газах.

Захисною петлею пропускається 15...20% повітря, що нагрівається. При цьому теплове перевантаження за рахунок вказаної вище радіації сприймається холодним повітрям захисної петлі, яка має досить значний температурний ресурс $(t_m - t'_{\text{пов}})$.

Залежно від умов та необхідності може застосовуватись попередньо ввімкнена петля в поєднанні з шайбуванням труб основного рекуператора.

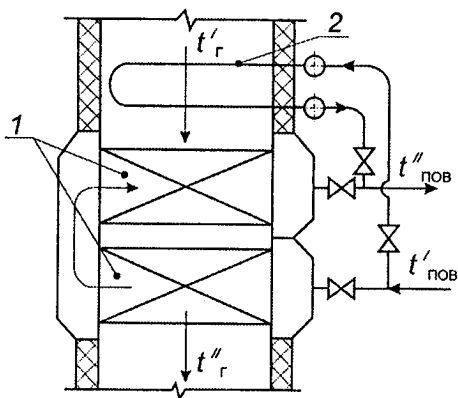


Рис. 11.9. Схема металового рекуператора для нагрівання повітря з попередньо ввімкненою захисною петлею: 1 — основний рекуператор; 2 — попередньо ввімкнена петля

11.4.3. Інтенсифікація відведення теплоти від металевої стінки рекуператора. Аналізуючи систему високотемпературного рекуператора, слід зауважити, що найбільше значення в загальному теплообміні має тепловідведення ($\alpha_{\text{пов}}$), тому що теплосприймання металевою поверхнею від газів посилюється радіаційною складовою ($\Sigma\alpha_r$) і практично не лімітує теплопередачу.

Як видно з рівняння (11.9), при заданій температурі повітря ($t_{\text{пов}}$) підвищення $\alpha_{\text{пов}}$ дає змогу зни-

зити температуру металу t_m та підвищити щільність теплового навантаження q , а це прямо веде до зменшення розмірів та початкової вартості рекуперативної установки.

Коефіцієнт тепловіддачі від металевої стінки до повітря визначається переважно умовами конвективної тепловіддачі. Інтенсифікацію останньої можна здійснити шляхом підвищення швидкості руху повітря (найбільш ефективно при поздовжньому обтіканні труб), а також за рахунок зменшення діаметра труб чи еквівалентного діаметра каналу. Проте збільшення швидкості руху повітря обмежується зростанням повітряного опору системи, який залежить від квадрата цієї швидкості.

Звідси випливає, що інтенсифікація $\alpha_{\text{пов}}$ тільки за рахунок її конвективної складової має певні обмеження і не може забезпечити надійної та ефективної роботи металевих рекуператорів за високих температур.

У зв'язку з цим великого значення набирає принципово інший метод інтенсифікації тепловідводу $\alpha_{\text{пов}}$ — шляхом використання радіації від металевої стінки. Інтенсифікація

тепловідводу здійснюється пропусканням повітря вузьким кільцевим каналом, який утворюється двома концентричними циліндричними поверхнями. Одна з них нагрівається газами, а друга одержує тепло від першої радіацією. А вже обидві ці поверхні охолоджуються потоком повітря за рахунок конвекції.

Відведення теплоти від поверхні в потік повітря інтенсифікується за рахунок: 1) значного збільшення поверхні, що охолоджується повітрям (приблизно вдвое); 2) гранично малих еквівалентних діаметрів повітряного каналу; 3) певного підвищення швидкості руху повітря в каналі нагрівника.

На рис. 11.10 показана схема радіаційного кільцевого рекуператора, виконаного з легованої сталі у вигляді двох

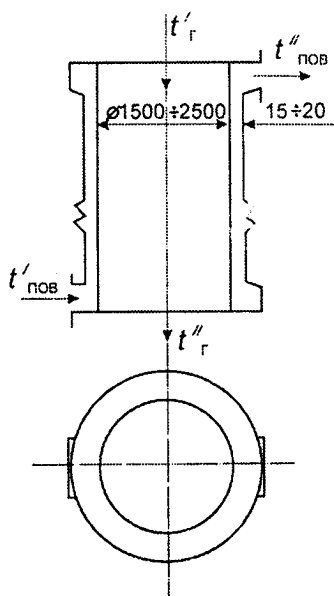


Рис. 11.10. Схема циліндричного кільцевого радіаційного рекуператора

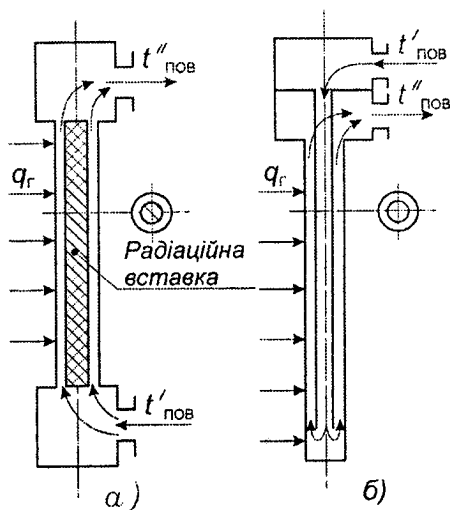


Рис. 11.11. Схеми трубчастих радіаційних рекуператорів: а — одноходового; б — з подвійною циркуляцією

концентричних циліндрів діаметра 1500...2500 мм. Принцип роботи його описаний вище.

Однак такі нагрівники мають суттєві недоліки: 1) велика механічна напруженість металу внутрішнього циліндра (див. 11.4.1, формула (11.7)); 2) нерівномірність термічних подовжень окремих елементів нагрівника (цей недолік тільки частково пом'якшується наявністю лінзових компенсаторів).

На рис. 11.11 показано дві схеми трубчастих радіаційних рекуператорів.

Вони виготовляються із труб діаметра 50...75 мм при товщині стінок 2...3 мм. В одноходовому нагрівнику (рис. 11.11, а) глуха радіаційна вставка може виконуватись з будь-якого жаростійкого матеріалу.

Кільцевий рекуператор з подвійною циркуляцією повітря (рис. 11.11, б) має такі переваги: 1) безперешкодне теплове подовження труб, що вільно висять; 2) інтенсивне радіаційне відведення теплоти на охолоджувану вставку.

Розрахунок таких нагрівників повітря досить складний. Для цього використовується графоаналітичний метод розв'язування задачі.

11.4.4. Конструкції та схеми включення металевих рекуператорів. Чавунні рекуператори голчастого типу мають певне поширення і в основному використовуються для ВУ малої потужності (див. 11.4.1). Це пояснюється можливістю набирати необхідну поверхню нагріву з окремих нормалізованих труб заводського виготовлення, а також тим, що чавунне литво менш дефіцитне, ніж сталеві, цільнотягнуті труби тієї самої жаростійкості.

На рис. 11.12 показана одна труба з внутрішніми голками (умовна поверхня $0,33 \text{ м}^2$). Із таких труб комплектуються секції, жорстко з'єднані спеціальними плитами, балками та повітряними литими коробками.

Основними недоліками таких нагрівників є: 1) надзвичайна жорсткість конструкції; 2) значне теплогідравлічне розвірчування трубних рядів (див. 11.4.2 та рис. 11.8).

За цих умов можливий швидкий вихід рекуператора з ладу через утворення тріщин на трубах, які сприймають великі термічні перенапруги.

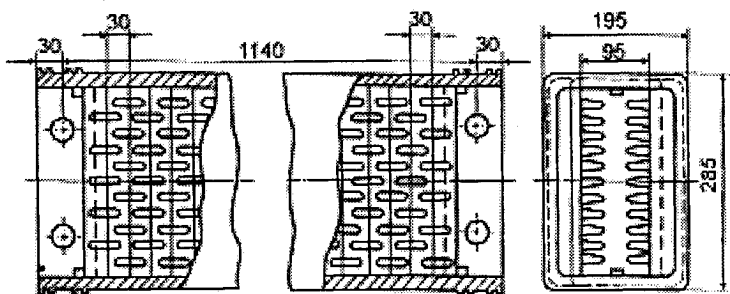


Рис. 11.12. Труба чавунного рекуператора з гладенькою поверхнею, що омивається газами, та голчастою поверхнею, що омивається повітрям

Із цих причин строк служби чавунних голчастих рекуператорів за найсприятливіших умов їх роботи (початкова температура газів до 750...800°C) не перевищує 2...3 років, а часто становить всього кілька місяців. Вони не мають перспектив розвитку.

Сталеві рекуператори, виготовлені з труб малого діаметра, є оптимальними при включенні їх в ділянку як радіаційної, так і конвективної тепловіддачі димових газів.

Найдоцільнішою конструкцією радіаційної частини рекуператора слід вважати конструкцію, подану на рис. 11.11.

Конвективні трубчасті рекуператори виготовляються повітротрубними (повітря рухається всередині труб, а газ зовні) або газотрубними (газ рухається всередині труб, а повітря зовні).

На рис. 11.13 показано повітротрубний рекуператор (схему та характеристику його див. 11.4.2, рис. 11.8 та 11.9).

Такі нагрівники при коридорному розміщенні труб можна легко на ходу очищати від забруднення за допомогою обдувки.

На рис. 11.14 показано вертикальний газотрубний рекуператор, перевагою якого є практично однакове теплосприйняття всіх паралельно включених нагрівальних елементів. Недоліком такої конструкції є неможливість очистки внутрішньої поверхні труб, що ускладнює його використання на сильно забруднених газах.

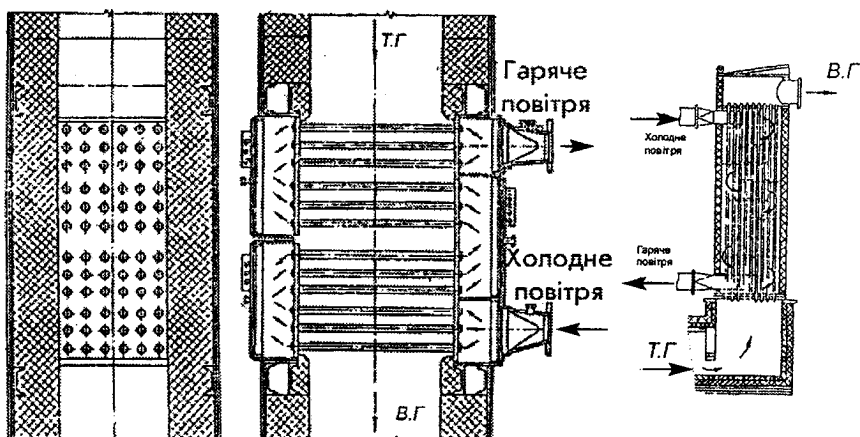


Рис. 11.13. Конвективний чотирисекційний повітروطрубний рекуператор

Рис. 11.14. Конвективний вертикальний газотрубний рекуператор

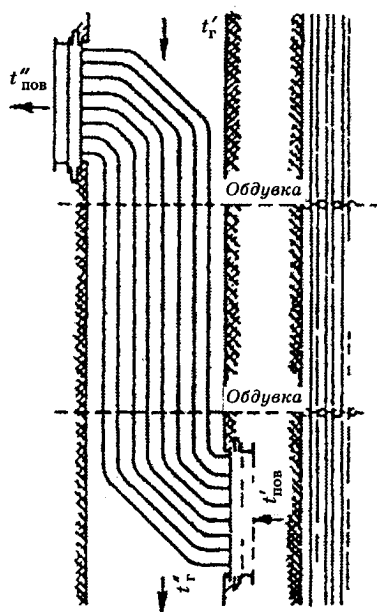


Рис. 11.15. Схема повітروطрубного вертикального рекуператора

Перспективна конструкція вертикального рекуператора показана на рис. 11.15. Труби, всередині яких рухається повітря (протитоково газів), мають практично однакові теплові навантаження, що виключає можливість теплогідравлічного розвірчування системи. Коридорне розміщення труб дає змогу легко здійснювати їх обдувку.

Аналізуючи схеми включення металевих високотемпературних рекуператорів по газу, необхідно розглянути питання про виділення радіаційної його частини та оптимальні умови її роботи.

За високої температури

нагріву повітря в металевих рекуператорах, як правило, виділяється радіаційна частина, де газы охолоджуються приблизно до $700...750^{\circ}\text{C}$ (при більш низькій температурі радіаційна тепловіддача різко знижується і поступається конвективній), та конвективна частина при більш низькій температурі газів.

Разом з тим початкова температура газів перед рекуператором не повинна перевищувати $850...900^{\circ}\text{C}$ для технологічних відхідних газів плавильних печей кольорової металургії та $1100...1150^{\circ}\text{C}$ — для плавильних печей чорної металургії, щоб не допустити шлакування нагрівників виносом з печей.

Таким чином, можливе охолодження димових газів у радіаційній частині рекуператора становить $\approx 400^{\circ}\text{C}$ для плавильних печей чорної металургії та $\approx 150^{\circ}\text{C}$ для кольорової металургії.

У кольоровій металургії за умови захисту металу нагрівників від сірчаноокислої корозії кінцева температура відхідних газів має бути не нижча як $250...300^{\circ}\text{C}$. Отже, можливе охолодження відхідних газів після печей кольорової металургії становитиме $\approx 600^{\circ}\text{C}$. Якщо відношення водяних чисел димових газів та повітря становить $W_r/W_{\text{пов}}=1,2...1,3$, то нагрів повітря досягне $\Delta t_{\text{пов}}=720...780^{\circ}\text{C}$. За таких умов немає сенсу нагрівник повітря, що використовує теплоту технологічних газів після печей кольорової металургії, розділяти на радіаційну та конвективну частини. Доцільніше весь підігрівник проектувати як конвективний.

Інше становище в чорній металургії. Початкова температура газів (перед нагрівником) $t'_r=1100...1150^{\circ}\text{C}$, а кінцева (допустима і обґрунтована) $t''_r=150...200^{\circ}\text{C}$.

При нагріванні повітря до $800...850^{\circ}\text{C}$ (максимально можливий нагрів у металевих рекуператорах) доцільно нагрівник повітря komponувати з двох частин — радіаційної та конвективної (двоступінчаста компоновка). Радіаційна частина виготовляється з легованої сталі, а конвективна — з вуглецевої сталі. Це дає значну економію коштів на виготовлення таких нагрівників повітря.

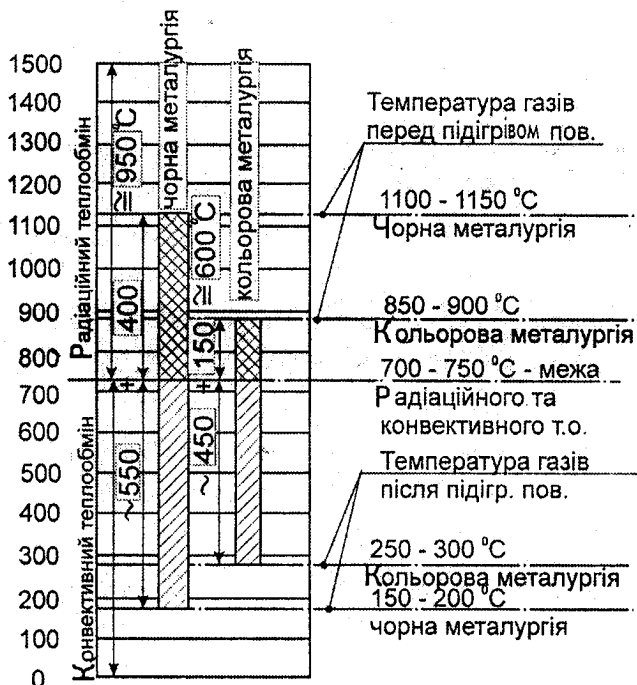


Рис. 11.16. До розподілу температур гріючого газу між радіаційною та конвективною частинами металевих рекуператорів

На рис. 11.16 наочно показано межі використання радіаційних та конвективних частин нагрівників повітря для ВУ чорної та кольорової металургії.

Контрольні запитання

1. Назвіть основні вимоги до матеріалів, з яких виготовляють теплообмінники для нагрівання повітря у ВТУ.
2. Керамічні регенеративні нагрівники повітря. Особливості їх конструкцій, умови експлуатації та ефективність роботи.
3. Регенератори з рухомою насадкою. Принцип роботи, переваги і недоліки. Визначення коефіцієнта теплопередачі.

4. Керамічні рекуперативні нагрівники повітря. Вимоги до матеріалу, з якого вони виготовляються.

5. Наведіть найдоцільнішу компоновку рекуператора, димососа та вентилятора, що приводить до зменшення перетоків повітря в газове середовище нагрівника.

6. Назвіть основні умови надійної роботи металу при високих температурах.

7. Теплотехнічні умови надійної та ефективної роботи металевих рекуператорів.

8. Які фактори обумовлюють нерівномірність теплосприйняття в металевих рекуператорах для нагріву повітря; до яких наслідків це може привести та як не допустити такого явища?

9. Яким чином можна інтенсифікувати тепловідведення від металевої стінки в потік повітря в металевих рекуператорах?

10. Назвіть основні типи металевих рекуператорів. Дайте їм коротку характеристику, область застосування.

11. Як найдоцільніше використати радіаційну та конвективну ділянку теплообміну для нагрівання повітря у ВТУ, що працюють в галузі чорної та кольорової металургії?

Розділ дванадцятий

ПАРОГЕНЕРАТОРИ НА ВІДХІДНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ГАЗАХ

12.1. Напрямки використання теплоти технологічних газів

Із всіх варіантів регенеративного використання теплоти відхідних технологічних газів першочергової уваги та застосування заслуговує нагрів повітря, що дає безпосереднє підвищення питомої продуктивності (технологічної) та найбільшу економію палива (див. 10.4.1, 10.4.2). Тому для всіх паливних ВУ передусім слід використовувати теплоту відхідних технологічних газів для нагріву повітря до температури, що визначається технологічним процесом, а також загальними техніко-економічними умовами його здійснення.

Нагрів технологічними газами початкових технологічних матеріалів значно менш ефективний (див. 11.4.6), тому він і має застосовуватись для ВУ малої та середньої теплової потужності. За цих умов масштаб можливого виробництва зовнішнього енергоносія (замість попереднього нагріву технологічних матеріалів) не може мати реального значення для місцевої енергосистеми.

Однак для певних високотемпературних процесів всі види регенерації теплоти відхідних газів взагалі або повністю виключаються (кисневе конвертування чавуну, сухе гашення коксу, конверторна переробка кольорових металів) або

суттєво обмежуються через необхідність повної грануляції плавильного виносу (плавильні печі різних типів).

Нині теплова потужність агрегатів ВУ має тенденцію до збільшення; відповідно зростає паропродуктивність та пов'язані з нею параметри пари парогенераторів на відхідних технологічних газах. За такої ситуації використання теплоти технологічних газів для виробництва енергоносія зовнішнього використання є найбільш правильним, особливо якщо враховувати техніко-економічні недоліки інших можливих варіантів тепловикористання технологічних газів.

Зростання потужності парогенераторів (за достатньої температури відхідних газів) дає змогу підвищити параметри пари (тиск до 100 чи 140 бар, температуру пари — до 540...560°C), а це в свою чергу приводить до зростання ефективності виробництва електроенергії. Виробництво електричної енергії (замість теплоти) доцільне, тому що електроенергія є найуніверсальнішим видом енергії і може передаватися на великі відстані.

Тому оптимальним розв'язанням проблеми енергетичного використання відхідних газів слід вважати застосування парогенераторів відповідних параметрів, які включаються в систему енергопостачання заводу чи в районну енергосистему.

12.2. Класифікація парогенераторів на відхідних газах

Енергетичне використання теплоти відхідних технологічних газів найбільш притаманне для ВУ підприємств чорної та кольорової металургії, хімічної промисловості та низки інших підприємств. Велика кількість конструкцій та типорозмірів парогенераторів на відхідних газах різних температур (від 500...600 до 1500...1800°C) визначається особливостями технологічних процесів, що здійснюються в робочих камерах ВУ.

Однак різноманітні конструкції парогенераторів та температурні рівні відхідних газів можна звести до двох класифікаційних груп, якщо в основу класифікації покласти початкову температуру газів (перед парогенераторами).

За цим параметром (t'_r), що визначає всі основні тепло-технічні та економічні характеристики, парогенератори, які працюють на відхідних газах після ВУ, можна розділити на: низькотемпературні ($t'_r < 800 \dots 900^\circ\text{C}$) та високотемпературні ($t'_r > 1100 \dots 1200^\circ\text{C}$).

Цей поділ на межі приблизно 1000°C обумовлюється такими факторами:

1) докорінна відмінність умов тепловіддачі від газів на поверхню нагріву α_1 : при $t'_r < 800 \dots 900^\circ\text{C}$ переважає конвективна тепловіддача, а при $t'_r > 1100 \dots 1200^\circ\text{C}$ — переважає радіація триатомних компонентів газів;

2) зміна в області 1000°C агрегатного стану виносу. При $t'_r < 800 \dots 900^\circ\text{C}$ весь винос буде в гранульованому вигляді, а при $t'_r > 1100 \dots 1200^\circ\text{C}$ винос буде знаходитись частково чи повністю у розплавленому вигляді.

Низькотемпературні парогенератори найпоширеніші в народному господарстві і розташовуються за ванними реверсивно-регенеративними плавильними печами (мартенівськими, склоплавильними), за випалювальними печами хімічної промисловості та кольорової металургії, в складі агрегатів для сухого гашення коксу тощо.

Високотемпературні парогенератори розташовуються за печами з відбивним склепінням, які використовуються в кольоровій металургії, та за кисневими конверторами в чорній металургії. До цієї групи належать також парогенератори нових енерготехнологічних циклонних установок, які мають перспективи широкого застосування в металургії та в хімічній промисловості.

12.3. Напрямки використання пари

Наявність парогенераторів, що працюють на відхідних газах, безпосередньо не впливає на технологічний процес в робочій камері ВУ. Тому їх ефективність визначається економією палива, яка досягається при використанні цих парогенераторів. Безумовно, слід враховувати і експлуатаційне значення грануляції плавильного виносу, що знімає проблему шлакування теплообмінних апаратів та продовжує робочу кампанію ВУ в цілому. Цілком очевидно,

що вказану економію палива слід розглядати не в цеховому чи вузькогалузевому розумінні, а з позицій всього господарства країни, включаючи і електроенергетику.

Економія палива (за рік) від використання парогенераторів на відхідних газах може бути визначена з рівняння

$$\Delta B_{\text{рік}} = n \frac{Q_{\text{в.т}}(1-\beta)}{\eta_{\text{пр}}^e (Q_{\text{н}}^p)_{\text{у.п}}}, \quad (12.1)$$

де $Q_{\text{в.т}}$ — використана теплота відхідних газів, МДж/рік; n — кількість годин використання номінальної потужності парогенераторів на відхідних газах; $\eta_{\text{пр}}^e$ — енергетичний к.к.д. заміщеної парогенераторної установки (заводу чи енергосистеми) $\eta_{\text{пр}}^e \approx 0,8$; $(Q_{\text{н}}^p)_{\text{у.п}}$ — теплота згоряння умовного палива; β — коефіцієнт, що враховує погіршення ефективності роботи заводської чи районної ТЕЦ при заміщенні відбірної пари її турбін.

Коефіцієнт β враховує збільшення виробництва електроенергії конденсаційним потоком пари (потоком пари, що проходить через всю проточну частину турбіни і надходить у конденсатор) при заміщенні відборів турбін парою, що виробляється в парогенераторах за рахунок теплоти відхідних газів. Числове значення β залежить від тиску пари у відборі турбіни і змінюється від 0,2 для виробничого відбору пари підвищеного тиску до 0,4 для теплофікаційного відбору низького тиску. При параметрах пари після парогенератора на відхідних газах, що дорівнюють початковим параметрам пари перед турбіною енергоустановки, $\beta=0$.

Значний вплив на $\Delta B_{\text{рік}}$ має величина n . Великі ВУ працюють весь рік у три зміни за умови одного планово-попереджувального ремонту в рік, тобто $n \approx 7500 \dots 8000$ год/рік. З близькою до вказаної величини n використовується пара виробничого призначення (більш високого тиску), якщо відповідне виробництво працює у тому самому режимі, що і ВУ.

Разом з тим слід зазначити, що скільки-небудь значне та безперервне споживання виробничої пари низьких параметрів не характерне для підприємств важкої промисловості, особливо металургійного профілю.

Пара низького тиску теплофікаційного призначення використовується головним чином протягом опалювального сезону, для якого в нашій країні $n=3000...4500$ год/рік; при цьому теплове навантаження за цей період змінюється в 3...4 рази. Одночасно конденсаційна потужність ТЕС використовується в наших умовах при $n=5500...6000$ год/рік.

Таким чином, найбільшої економії палива можна досягти при виробництві на відхідних газах пари високих енергетичних параметрів, яка використовується в турбінах заводської чи районної ТЕЦ при $n=7500...8000$ год/рік, та $\beta=0$. Цьому сприяє збільшення потужності ВУ. Останнє дає змогу встановлювати парогенератори на підвищений тиск $p=100$ чи 140 бар при $t_{\text{мн}}=540...560^{\circ}\text{C}$.

При виробництві пари низького тиску особливо теплофікаційного призначення (при $n=3000...4500$ год/рік) та різких змінах за цей час теплового навантаження реальна річна економія палива знижується мінімум у 2...3 рази порівняно з можливістю при виробництві пари високих параметрів, що використовується на ТЕЦ заводської чи районної енергосистеми.

Під час проектування кожної окремої установки з використання теплоти відхідних газів ВУ доцільність вибору параметрів пари обґрунтовується техніко-економічним розрахунком. Він передусім враховує оптимальне споживання виробленої пари, що забезпечує найповніше його використання (n) на підприємстві або в районній енергосистемі.

12.4. Низькотемпературні парогенератори на відхідних газах

Принципові теплотехнічні особливості всіх низькотемпературних парогенераторів обумовлені їх хвостовим включенням у газовий тракт ВУ за початкової температури газів на вході в парогенератор не вище як $800...900^{\circ}\text{C}$. Ці умови можуть створюватись тоді, коли самим технологічним процесом визначається цей температурний рівень відхідних газів (наприклад, у печі "киплячого" шару) або коли після високотемпературних плавильних печей (наприклад, мартенівських) відхідні гази охолоджуються в цегляних реге-

нераторах чи керамічних рекуператорах до температури близько 500...700°C. За цих умов визначається певна послідовність охолодження газів в елементах парогенератора, показана на рис. 12.1.

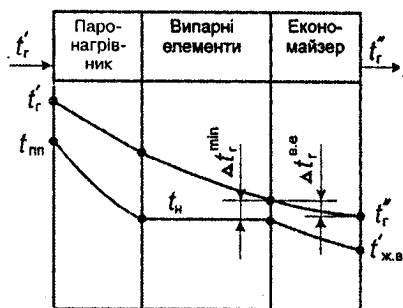


Рис. 12.1. Послідовність охолодження газів в елементах низькотемпературного парогенератора

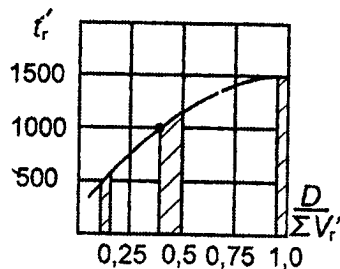


Рис. 12.2. Залежність $D/\Sigma V_r = f(t'_r)$

Першою принциповою особливістю низькотемпературних парогенераторів є низьке значення параметра $D/\Sigma V_r$, де D — паропродуктивність парогенератора на відхідних газах, кг/год; ΣV_r — об'єм відхідних технологічних газів, що проходять через парогенератор, м³/год. Числове значення параметра пропорційне початковій температурі газів перед парогенератором $D/\Sigma V_r \sim t'_r$ (див. рис. 12.2).

Так, при використанні палива середньої якості для промислових парогенераторів $D/\Sigma V_r = 1,0$, а при використанні теплоти відхідних газів після ВУ за умови, що $t'_r = 1000 \dots 1200^\circ\text{C}$, маємо $D/\Sigma V_r \sim 0,4 \dots 0,5$, та при $t'_r = 500 \dots 600^\circ\text{C}$ — відповідно $D/\Sigma V_r \sim 0,13 \dots 0,16$.

Параметр $D/\Sigma V_r$ виявляє вирішальний вплив на низку теплотехнічних особливостей низькотемпературних парогенераторів і насамперед на можливе в них охолодження відхідних газів до t''_r .

У загальному вигляді температуру газів за водяним еко-

номайзером можна визначити з балансового рівняння економайзера:

$$D(i_{к.в} - i'_{ж.в}) - \Sigma V_r \bar{c}_r ((t_n + \Delta t_r^{\text{min}}) - t_r'') \quad (12.2)$$

звідки

$$t_r'' = t_n + \Delta t_r^{\text{min}} - \frac{D(i_{к.в} - i'_{ж.в})}{\Sigma V_r \bar{c}_r}, \quad (12.3)$$

де t_n — температура насичення в парогенераторі, °С; Δt_r^{min} — мінімальна (економічно доцільна) різниця температур між димовими газами та живильною водою в точці, де вона досягає температури насичення (t_n) і починається пароутворення, °С; $i_{к.в}$ — ентальпія киплячої води, догрітої до t_n , кДж/кг; $i'_{ж.в}$ — початкова ентальпія живильної води, кДж/кг.

Із рівняння (12.3) випливає, що кінцева температура газів (t_r'') за даних умов обернено пропорційна їх початковій температурі (t_r'). Це пояснюється тим, що при зниженні t_r' зменшується параметр $D/\Sigma V_r$. Далі t_r'' прямо залежить від тиску пари в парогенераторі, підвищуючись із зростанням $t'_{ж.в}$. Цей факт виявляє суперечність між регенеративним нагрівом живильної води, що підвищує к.к.д. силового циклу турбіни, і можливою глибиною охолодження відхідних газів, тобто повнотою використання теплоти газів у парогенераторі.

Повнота використання теплоти газів в парогенераторах характеризується коефіцієнтом використання теплоти відхідних газів, тобто

$$\eta_{в.г} = \frac{Q_{в.г}}{Q_r} = \frac{t_r' - t_r''}{t_r'}, \quad (12.4)$$

де $Q_{в.г}$ — використана теплота в парогенераторах на відхідних газах.

На рис. 12.3 показано залежності $t_r'' = f(t_r')$ та $\eta_{в.г} = f(t_r')$ для трьох тисків пари в парогенераторах: 1,5; 4,5; 10 МПа. Аналізуючи ці залежності та рівняння (12.3), можна стверджувати:

1) підвищення початкової температури газів (t_r') за тієї

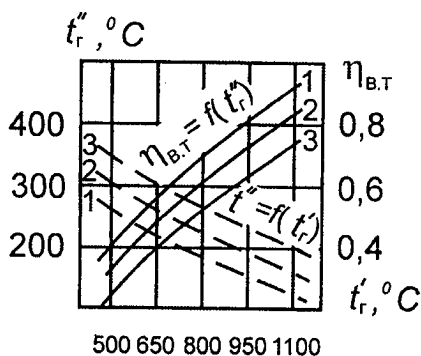


Рис.12.3. Ефективність тепловикористання відхідних газів у низькотемпературних парогенераторах

$\Delta B_{\text{рік}}$ як за рахунок зменшення $Q_{\text{в.т}}$ та n , так і в результаті можливого при цьому погіршення роботи ТЕЦ, відібрана пара якого заміщується паром, що виробляється низькотемпературними парогенераторами.

Висновок: треба намагатися встановлювати парогенератор так, щоб за всіх інших умов температура t'_r була по можливості вищою. Оскільки в низькотемпературних парогенераторах визначальним є конвективний теплообмін, то інтенсифікувати теплосприймання можна за рахунок підвищення швидкості руху газів w_r та зменшення діаметра труб. Це визначає поперечне омивання труб поверхні нагріву, а значить зміювикову їх компоновку. Останнє потребує примусового руху води та пароводяної суміші в циркуляційній системі парогенератора (рис. 12.4).

Доцільність примусового руху визначається також малими та змінними тепловими навантаженнями низькотемпературних парогенераторів, що суттєво ускладнює організацію надійної природної циркуляції.

Слід зазначити, що прямоточні парогенератори, в зміювиках яких швидкість руху води та пароводяної суміші пропорційні навантаженню, не зовсім відповідають використанню відхід-

самої наявної ентальпії приводить до збільшення $\eta_{\text{в.т}}$, а значить до зростання використаної теплоти в парогенераторах;

2) підвищення t'_r , крім зростання $Q_{\text{в.т}}$, приводить до можливості вироблення пари високих енергетичних параметрів, а значить і до великих значень n (кількості годин використання потужності енергоустановок протягом року);

3) зниження t'_r зменшує економію палива за рік

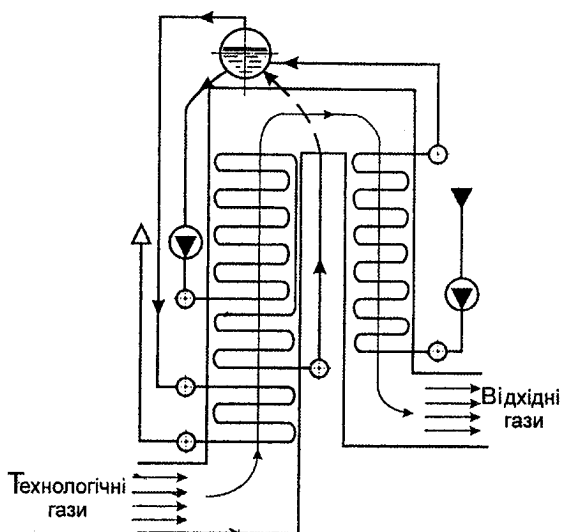


Рис.12.4. Принципова схема низькотемпературного пакетного парогенератора для потужної методичної печі

виків при значному солевмісті живильної води (до 200...300 мг/л) є наслідком високої вологості пароводяної суміші (65...80% при кратності примусової циркуляції 3...5) і підвищеної швидкості примусової циркуляції води, що досягає 1,5...2,0 м/с;

2) примусова циркуляція, яка досягається роботою циркуляційних насосів при сталій частоті обертання, забезпечує стійку і надійну роботу випарної системи за різко змінного теплового навантаження;

3) величина безперервної продувки при багаторазовій примусовій циркуляції не пов'язана з кінцевою вологістю пароводяної суміші у випарних змішувачах і тому може бути доведена до 2...3%, що визначається допустимим солевмістом пари на виході з парогенератора.

У зв'язку з широким застосуванням швидкісних плавотехнологій та кисневої технології забруднення газів після мартенівських печей підвищилось з 2...5 до 30...40 г/м³. За цих умов

них газів після ВУ, що працюють у змінному, а то і в циклічному режимі. Для живлення прямоточних парогенераторів необхідний конденсат, що для виробничих умов практично нездійсненню.

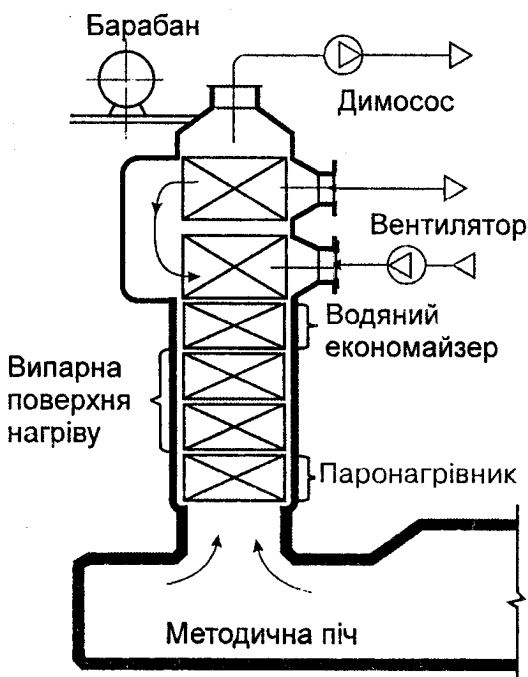
Переваги низькотемпературних парогенераторів з багаторазовою примусовою циркуляцією проявляються в такому:

1) можливість надійної (безнакипної) роботи змішувачів

шахматні пучки змійовикового парогенератора виявляються практично неприцездатними. Парогенератори доводиться або повністю відключати на час кисневих продувок, або через 2...4 доби зупиняти для водних обмивань. Це викликає суттєве зниження вироблення пари, а водні обмивання призводять до інтенсивної корозії парогенератора.

Таким чином, змійовикові парогенератори (див. рис. 12.4) практично виявились несумісними з сучасною швидкісною (кисневою) технологією мартенівської плавки. Однак при помірній кількості порівняно крупнофракційного уносу (наприклад, установки сухого гашення коксу) ці парогенератори можуть успішно використовуватись.

У зв'язку із зазначеними недоліками парогенераторів з



багаторазовою примусовою циркуляцією енергомашинобудівні заводи перейшли на випуск низькотемпературних пакетних парогенераторів на відхідних газах з природною циркуляцією (рис. 12.5).

Компоновка газоходів парогенератора вертикальна, витягнута вгору.

Розміщення барабана на значній висоті (до 30 метрів) необхідне також для підключення до нього системи примусового випарного охолодження, яке обов'язково є в мартенівських та методичних печах.

Рис. 12.5. Принципова схема низькотемпературного пакетного парогенератора для потужної методичної печі

Конструктивні переваги цих парогенераторів — коридорне розміщення труб діаметра 50...60 мм, що дозволяє ефективно вести обдувку поверхні нагріву. Крім того, для таких парогенераторів (особливо при початковій температурі 1000...1100°C) доцільно переходити на більш високі параметри.

Слід зауважити, що потужний прокатний стан обслуговує чотири методичні печі, і парогенератори на відхідних газах разом з випарною системою охолодження виробляють 800...1200 т/год пари, що еквівалентно електричній потужності 200...300 МВт.

12.5. Високотемпературні парогенератори на відхідних газах

Такі парогенератори працюють на відхідних газах різних плавильних печей кольорової металургії. Ці печі мають високу температуру відхідних газів $t_{в.г.} = 1250...1350^\circ\text{C}$ і можуть працювати на холодному дутті (без підігріву повітря).

Перші парогенератори для роботи в таких умовах застосовувались з розвинутою конвективною поверхнею нагріву при коридорному розміщенні труб, що зменшувало можливість шлакування поверхні нагріву.

При зростанні питомого теплового навантаження в сучасних плавильних печах збільшується винос розплаву з відхідними газами і конвективні парогенератори стали непридатними для експлуатації через швидке їх шлакування.

Найкращі умови роботи створюються для парогенераторів, які використовують відхідні гази після циклонних печей, тому що 90...95% розплавленого виносу вловлюється в самих печах. Таку установку буде розглянуто окремо.

Велика полідисперсність виносу створює додаткові труднощі, тому що більш крупні частиночки швидко виводяться з потоку газів, не встигають охолотитись, що призводить до швидкого зашлакування поверхні нагріву в звичайних парогенераторах камерного типу, які певний час використовувались за вказаних умов (рис. 12.6).

Тунельний парогенератор, який являє собою повністю екранований горизонтальний газохід великого перерізу,

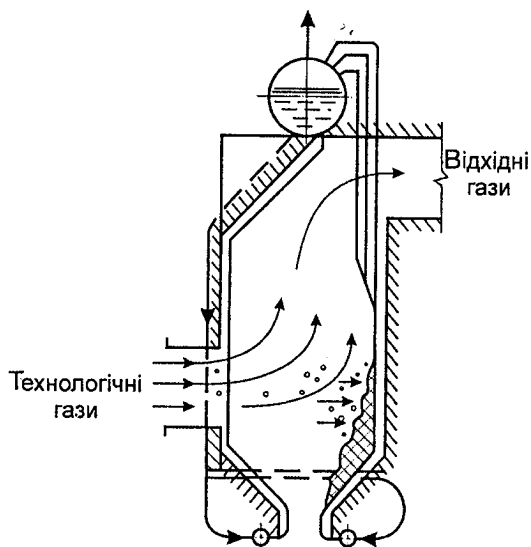


Рис. 12.6. Схема шлакування камери радіаційного охолодження парогенератора при повороті газового потоку

сприяє сепарації та охолодженню великих частиночок виносу. Наприкінці цього парогенератора встановлюються випарні радіаційно-конвективні ширмові поверхні нагріву та рекуператори такого самого типу. На рис. 12.7 показаний тунельний парогенератор з розрахунковою продуктивністю 50 т/год пари при $p=40$ кгс/см². Його основна перевага — малий газовий опір; недоліки — велика металомісткість, значні габарити, неминуча гравітаційна сепара-

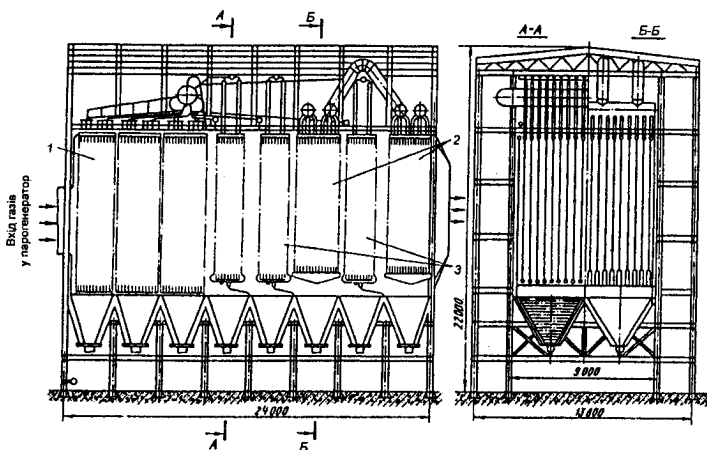


Рис. 12.7. Тунельний парогенератор на відхідних газах:
1 — настінні екрани радіаційної камери; 2 — ширми рекуператора;
3 — випарні радіаційно-конвективні ширми

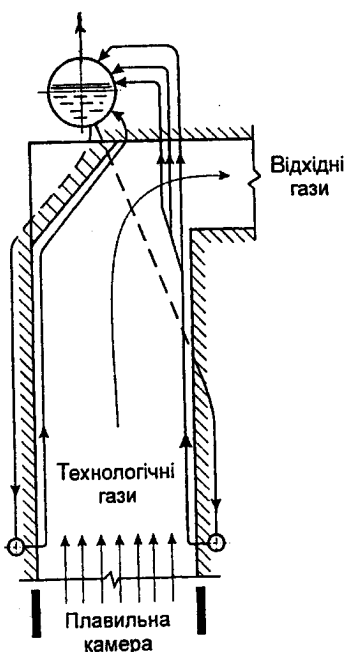


Рис.12.8. Конструктивна схема високотемпературного парогенератора з вертикальною радіаційною камерою

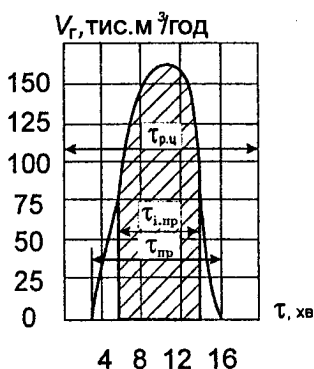


Рис.12.9. Графік виходу продувальних газів для конвертора 300 т:

$\tau_{р.ц}$ — тривалість робочого циклу;

$\tau_{і.пр}$ — тривалість інтенсивної продувки;

$\tau_{пр}$ — тривалість продувки

ція на початку горизонтального газоходу найбільш крупних частиночок розплаву виносу, які не встигають згранулюватись.

Найприйнятнішою конструкцією парогенераторів, які мають працювати в умовах високих температур газів та полідисперсного виносу (розмір частиночок від 1...5 до 100...200 мкм), є така, в якій камера має розвинуту радіаційну (екранну) поверхню нагріву, а потік газу з виносом рухається вертикально вгору. Добираючи відповідну швидкість газів, можна загальмувати підйомний рух крупних частиночок розплаву, тобто забезпечити повну їх грануляцію в межах екранованої зони. Такий вертикальний радіаційний парогенератор (рис. 12.8) слід монтувати безпосередньо над плавильною камерою, щоб виключити місця, де можливе шлакування.

12.6. Парогенератори кисневих конверторів

Всі основні труднощі використання теплоти продувних (відхідних) газів після кисневих конверторів для виробництва сталі визначаються їх особливими умовами роботи:

1) *циклічність роботи конверторів*. На рис. 12.9 показано графік роботи 300-тонного конвертора за інтенсивності кисневої продувки $1500 \text{ м}^3/\text{хв}$, коли максимальний вихід продувних газів сягає $170 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{год}$. Штриховкою на графіку виділено час інтенсивної продувки $\tau_{i, \text{пр}}$, коли вихід продувних газів близький до максимального. Тривалість цього періоду циклу становить $5 \dots 10 \text{ хв}$, тоді як весь робочий цикл конвертора триває $20 \dots 30 \text{ хв}$;

2) *склад продувних газів* при $t' = 1700 \dots 1750^\circ\text{C}$ такий: $\text{CO} \approx 75 \dots 80\%$, $\text{CO}_2 \approx 18 \dots 15\%$, $\text{N}_2 \approx 5$.

При цьому хімічно зв'язана теплота продувних газів становить $Q_r^x = 10 \text{ МДж/м}^3$, а фізична теплота $Q_r^f = 3 \text{ МДж/м}^3$, що майже 23% від їх загальної теплової енергії;

3) *висока забрудненість газів* ($150 \dots 170 \text{ г/м}^3$), переважна більшість частиночок виносу ($80 \dots 85\%$) має розміри менш як 1 мкм . За санітарними нормами такі гази перед викидом їх в атмосферу мають очищатися в електрофільтрах, рукавних фільтрах чи скруберах.

Для цього необхідно попередньо охолодити продувні гази до $200 \dots 300^\circ\text{C}$ для електростатичних чи рукавних фільтрів або до $700 \dots 800^\circ\text{C}$ для мокрих фільтрів. Теплоту при охолодженні газів можна відвести в навколишнє середовище (охолоджувати технічною водою), тобто втратити, а можна використати теплоту для виробництва пари досить високих параметрів.

Якщо повністю використати хімічно зв'язану та фізичну теплоту, то економія умовного палива становитиме $\approx 35 \text{ кг/кг}$ сталі. Це досить значна економія, але одержати її — завдання дуже складне.

Існує дві схеми використання теплоти продувних газів кисневих конверторів:

1) використання фізично та хімічно зв'язаної теплоти продувних газів при їх допалюванні в радіаційному підйомному газоході парогенератора;

2) використання в спеціальних радіаційних парогенераторах тільки фізичної теплоти продувних газів, які після очищення можуть передаватися в газову мережу заводу для використання їх як палива.

Для реалізації першої схеми необхідна організація допалювання конверторних газів з мінімальним надлишком повітря на порівняно короткій ділянці підйомного радіаційного газоходу. Враховуючи циклічність роботи конвертора, це досить складне завдання. На практиці допалювання проходить значною мірою стихійно при $\alpha=2...3$.

На рис. 12.10 показано загальну схему конверторної парогенераторної установки ОКГ-100 (охолоджувач конверторних газів).

Незважаючи на те, що висота підйомного радіаційного газоходу становить близько 25 м, а температура нагрівних газів у ньому висока (на початку 1800°C, а наприкінці 1000...1100°C), необхідно застосовувати багаторазову примусову циркуляцію. Це визвано різкою зміною теплового навантаження парогенератора, який працює за графіком виходу продувних газів.

Установки типу ОКГ-100 мають недоліки, пов'язані з режимом його роботи:

1) номінальна продуктивність парогенератора перевищує середню приб-

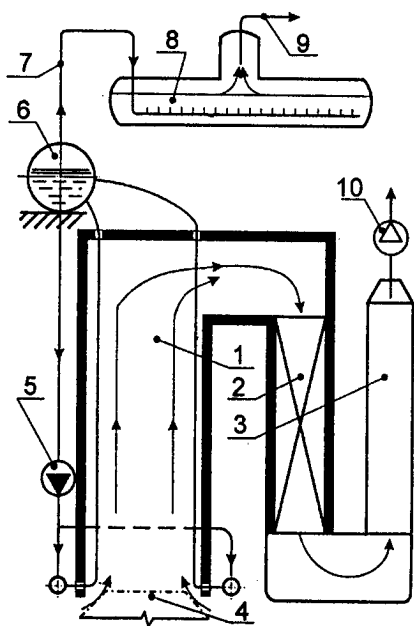


Рис. 12.10. Загальна схема ОКГ-100:

- 1 — радіаційний підйомний газохід;
- 2 — економайзер; 3 — газоочистка;
- 4 — горловина конвертора; 5 — циркуляційний насос; 6 — барабан парогенератора; 7 — насичена пара від ОКГ;
- 8 — паровий акумулятор; 9 — пара на виробництво; 10 — димосос

лизно вдвічі, що призводить до зростання вартості парогенератора;

2) використання парових акумуляторів ускладнює та підвищує вартість обладнання установки, а також значно знижує енергетичну цінність відпущеної пари;

3) неорганізоване допалювання газів з $\alpha=2...3$ ускладнює систему газоочистки та спричинює зростання її вартості і не забезпечує повного згоряння СО в радіаційному газоході.

Крім того, на практиці виявлена нерівномірність теплосприймання по периметру радіаційного газоходу та теплогідралічне розвірчування його змішувиків при частковому їх шлакуванні.

Тому повне використання теплоти продувних газів не реалізується.

На практиці використовується тільки фізична теплота продувних газів, які після охолодження та скруберної очистки, передають у газову мережу заводу для використання як газоподібного палива.

Проте і тут є серйозні труднощі в плані герметизації стику горловини кисневого конвертора з радіаційним газоходом. Значне підсмоктування повітря збіднює газ як паливо; витоки газу СО в атмосферу можуть спричинити отруєння живих організмів та можливість вибуху.

Таким чином, розглянуті вище установки для використання теплоти конверторних газів потребують удосконалення.

Контрольні запитання

1. Класифікація парогенераторів, які працюють на відхідних технологічних газах. Ефективність використання пари таких парогенераторів.

2. Низькотемпературні парогенератори на відхідних технологічних газах. Їх принципові теплотехнічні особливості.

3. Високотемпературні парогенератори на відхідних технологічних газах. Особливості їх конструкцій при використанні теплоти технологічних газів після плавильних печей.

4. Особливості парогенераторів, що використовують теплоту продувних відхідних газів після кисневих конверторів для виробництва сталі.

ПРИМУСОВЕ ОХОЛОДЖЕННЯ, ВИКОРИСТАННЯ ШЛАКІВ ТА ТЕПЛОТИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОДУКТІВ

13.1. Призначення примусового охолодження. Теплоносії та їх застосування

Сучасні ВУ працюють за значних теплових навантажень. Це означає, що температура теплоносія (продуктів згоряння палива) підвищується. Відповідно зростає і температура поверхні вогнетривкого матеріалу всередині робочого простору ВУ.

Як вказувалось раніше (див. 6.4.2), інтенсивність руйнування вогнетривів (особливо в плавильних установках під дією мінеральних і технологічних розплавів) в основному залежить від температури вогнетривів.

Таким чином, спроба підвищити теплопродуктивність ВУ призводить до скорочення виробничої кампанії (період між ремонтами ВУ) і різкого погіршення техніко-економічних показників роботи установок у цілому. Найефективнішим засобом розв'язання цієї суперечності є примусове охолодження робочих камер (див. 7.4.1), що подовжує тривалість виробничої кампанії.

Примусове охолодження будь-якого з елементів робочої камери спричинює зниження ефективної температури нагрівальних газів та питомої продуктивності ВУ. При цьому питома продуктивність ВУ зменшується тим помітніше, чим нижче питома тепловиділення в робочій камері на оди-

ницю охолоджуваної поверхні та чим більша щільність теплового потоку, що відводиться від цієї поверхні.

У зв'язку з цим виникає необхідність застосування для всіх примусово охолоджуваних елементів високотемпературних металургійних печей, по можливості, більш ефективною та стійкою їх ізоляції з боку вогню.

Примусове охолодження всієї поверхні плавильної камери можна здійснювати лише для найпотужніших шахтних, тобто доменних та ватержакетних печей кольорової металургії. Це пояснюється тим, що:

1) верхня частина їх шахт (температура газів та шихти тут порівняно невисокі) працює при низьких щільностях теплових потоків, що відводяться від охолоджуваних елементів;

2) нижня високотемпературна горнова зона має невеликий або помірно розвинутий відносний охолоджуваний периметр ($L/F=0,2\dots0,3$ м/м² для доменних та $0,8\dots1,2$ м/м² для ватержакетних печей. Цей параметр визначається з рівняння $L/F=\pi D/(\pi D^2/4)=4/D$, де D — діаметр печі);

3) загальне відведення теплоти становить 3...5% теплового балансу для доменних, та 15...20% для менш потужних ватержакетних печей.

Ціною таких теплових втрат забезпечується велика тривалість робочої кампанії доменних та ватержакетних печей, яка сягає 10...15 тис. год. Нарівні з цим шахтні чавуно-ливарні вагранки мають незрівнянно меншу теплову потужність і відповідно більш розвинений периметр горнової зони (периметр $L/F=10\dots15$ м/м² для вагранок, замість $0,2\dots0,3$ м/м² для доменних печей).

Тому вагранки взагалі не можуть мати примусового охолодження горнової зони через велику перевитрату коксу, а в зв'язку з цим тривалість її робочої кампанії становить всього 100...125 год (між суміжними ремонтами футеровок).

Найбільш утруднене примусове охолодження ванних плавильних печей, методичних нагрівальних печей через те, що щільність тепловиділення в них по всій робочій камері дуже мала ($0,1\dots0,2$ МВт/м³). Тому в таких печах застосовують примусове охолодження лише найбільш відповідальних елементів робочої камери (підп'ятних балок, рам

та заслінок завантажувальних вікон, глісажних труб), які займають не більш як 5...10% загальної її поверхні.

Примусове охолодження окремих елементів печі утруднюється також безперервним руйнуванням вогнетривкої футеровки цих елементів під час роботи, а це приводить до підвищення щільності теплових потоків, що відводяться від них (у межах від 40...50 до 500...700 кВт/м²). Сумарне тепловідведення на один агрегат може досягати 15000...20000 кВт, що слід враховувати при проектуванні системи примусового охолодження.

Для плавильних печей зношування вогнетривких футеровок обумовлюється в першу чергу їх корозією, тобто хімічною взаємодією технологічного розплаву чи шлакової її частини з вогнетривким матеріалом, що досить часто супроводжується утворенням легкоплавких евтектик. Швидкість корозії залежить від температури розплаву та футеровки, чому й застосовують їх кесонування та примусове охолодження. Дуже важливо, щоб футеровка кесонних поверхонь з боку вогню міцно з'єднувалася з металом. У противному разі футеровка розтріскується, руйнується і через оголену поверхню різко (\approx в 10 разів) зростає відведення теплоти (наприклад, від 50 до 500 кВт/м²).

Розрізняють два типи охолоджуваних елементів ВУ (кесонів): порожнисті чи коробчасті та трубчасті.

До робочого теплоносія системи примусового охолодження ставляться певні вимоги:

1) висока інтенсивність внутрішньої тепловіддачі α_2 за якомога меншої температури матеріалу кесона;

2) мінімальні витрати енергії на перекачування теплоносія;

3) економічна доступність теплоносія та можливість ефективного використання теплоти, що відводиться при повній надійності та безпеці системи примусового охолодження.

Зрозуміло, що основне значення для розв'язання проблеми примусового охолодження має перша вимога, тобто забезпечення високих значень коефіцієнта внутрішньої тепловіддачі α_2 для теплоносіїв (рідин та газів). При турбу-

лентному режимі їх руху теплообмін описується відомим рівнянням

$$\text{Nu}=0,023\text{Re}^{0,8}\text{Pr}^{0,4}; \quad (13.1)$$

з цього рівняння можна визначити α_2 , Вт/(м² · К):

$$\alpha_2=A \frac{\lambda^{0,6}(\rho w)^{0,8}c_p^{0,4}}{d_e^{0,2}v^{0,4}}, \quad (13.2)$$

де d_e — еквівалентний діаметр каналу, м; λ — теплопровідність, Вт/(м К); ρ — густина, кг/м³; w — швидкість руху, м/с; c_p — теплоємність, Дж/(кг · К); v — коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с; A — числовий коефіцієнт перерахунку розмірностей в прийнятій системі одиниць.

Із рівняння (13.2) видно, що теплоносій для забезпечення високого значення α_2 повинен мати якомога більші значення густини та теплопровідності. Найліпше цій вимозі відповідають рідкі метали (натрій, ртуть, евтектика свинець-бісмут) і найгірше — гази (повітря, вуглекислота, гелій); вода та пароводяна суміш займають проміжне положення (ближче до рідких металів).

Наприклад, повітря (при швидкості, що дорівнює половині швидкості звуку і атмосферному тиску) забезпечує $\alpha_2=300$ Вт/(м² · К), а гелій ≈ 900 Вт/(м² · К).

Інертні гази (гелій, вуглекислота) використовуються як теплоносії в стиснутому стані (декілька мегапаскалів). Некип'яча вода при швидкості руху 0,5 м/с та $t \approx 50^\circ\text{C}$ може залежно від d_e забезпечити $\alpha_2=3500 \dots 5000$ Вт/(м² · К), а пароводяна суміш — до 10000...15000 Вт/(м² · К).

Рідкі метали дають змогу досягти досить великих значень α_2 (десятки тисяч Вт/(м² · К), але через високу вартість та ускладнення схеми охолодження використовуються лише в окремих випадках (наприклад, в конверторах).

Для систем примусового охолодження ВУ як робочий теплоносій доцільно використовувати воду та пароводяну суміш.

До недавнього часу майже всюди застосовувалось водяне охолодження (рис. 13.1).

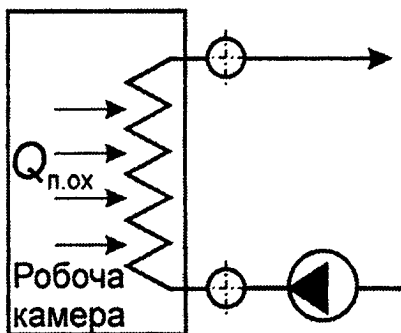


Рис.13.1. Принципова схема примусового водяного охолодження

У цьому разі вода із системи заводського технічного водопостачання (без будь-якої підготовки) під тиском 3...4 бари при $t=10...15^{\circ}\text{C}$ подається в пічні кесони, де нагрівається до $40...45^{\circ}\text{C}$, що відповідає приросту її ентальпії:

$$\Delta i_{\text{в}} = Gc\Delta t = 1 \cdot 4,19 \cdot 30 = 125 \text{ кДж/кг.}$$

Вища температура нагріву води виключається, щоб не допустити утворення накипу (бікарбонати розпадаються при

$t=50...55^{\circ}\text{C}$). Відкладання накипу може спричинити перепалення (руйнування) металеві стінки охолоджуваного кесона.

За температури $t=40...45^{\circ}\text{C}$ вода не має повноцінного промислового застосування і скидається в каналізацію або охолоджується в градирнях, тобто теплота втрачається. До втрат необхідно віднести і енергію, витрачену на перекачування цієї води.

Всі ці труднощі відпадають при використанні як теплоносія пароводяної суміші, тобто при випарному охолодженні (рис. 13.2).

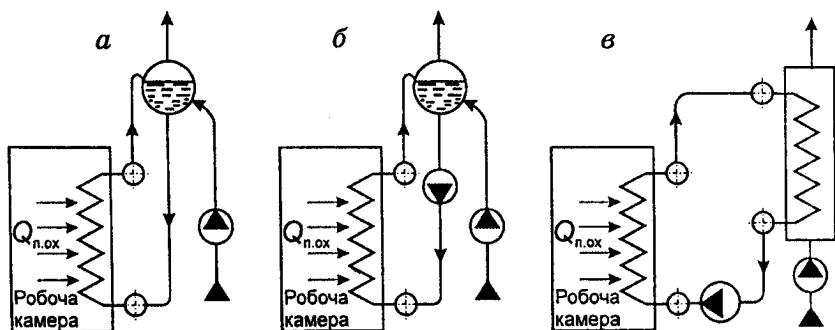


Рис. 13.2. Принципові схеми примусового випарного охолодження: а — з природною циркуляцією; б — з багаторазовою примусовою циркуляцією; в — двоконтурна схема випарного охолодження

У цьому разі система охолодження ВУ перетворюється на особливий парогенератор, в якому відведена теплота використовується для вироблення пари в кількості D_0 (кг/год):

$$D_0 = 3600 \frac{Q_{п.ох}}{\Delta i_{п}}, \quad (13.3)$$

де $Q_{п.ох}$ — відведена теплота примусового охолодження, кВт; $\Delta i_{п}$ — приріст ентальпії пари на 1 кг живильної води, $\Delta i_{п} \approx 2500$ кДж/кг. При цьому витрата води порівняно з чисто водяним охолодженням скорочується відповідно до співвідношення

$$\frac{\Delta i_{п}}{\Delta i_{в}} = \frac{2500}{125} = 20.$$

Витрата води скорочується приблизно в 20 разів, якщо всі 100% конденсату втрачаються, і приблизно в 100 разів, якщо втрачається 20% конденсату. Таку кількість води вже економічно доцільно очищати, застосовуючи систему хімоводоочистки.

Система випарного охолодження в принципі може працювати як при низькому, так і при високому тискові (100...140 бар).

У першому випадку охолодні елементи комплектуються з коробчастих кесонів, а в другому — з трубчатих.

При продуванні конвертора доводиться враховувати посилене зношування вогнетривкої теплової ізоляції примусово охолоджуваних елементів, а особливо з небезпечкою вибуху при руйнуванні цих елементів, коли вода чи пароводяна суміш потрапляє під шар розплаву. Механізм цього вибуху визначається певно не тільки миттєвим утворенням великої кількості пари, а й дисоціацією його на водень та кисень, які можуть утворити вибухову суміш. Двоконтурна схема примусового охолодження (рис. 13.2, в) виключає такі аварійні ситуації. Як теплоносій тут застосовується рідкий сплав свинець — бісмут. Ця схема дорога, але надійна на випадок аварії.

13.2. Конструкції елементів примусового випарного охолодження

Переважна більшість систем примусового випарного охолодження сучасних ВУ базується на зварних коробчастих кесонах, які використовувались при проточному водяному охолодженні. Кожний охолоджуваний елемент приєднується опускальними та підйомними трубами до барабана, піднятого на висоту 20...25 м. Таким чином утворюються ланцюги паралельно включених контурів циркуляції.

Найбільшим недоліком таких систем є низький тиск пари, що виробляється в них (0,2...0,3 МПа).

Є й інші недоліки зварних коробчастих кесонів, які виявляються при аналізі характерних умов теплопередачі для них (великі щільності теплових потоків, що відводяться в кесонах).

Як зазначалось (див. 13.1), щільність теплових потоків, що відводяться в кесонах ($q_{п.ох}$), залежить від стану вогнетривкої футеровки кесонів (змінюється від 40...50 до 500...700 кВт/м²). Верхня межа характерна для окремих ділянок кесонів із зруйнованою футеровкою, коли на оголеній металевій поверхні кесонів концентрується випромінювання високотемпературного факела, розжарених мас розплаву шлаку та технологічного продукту, а також вогнетривкої кладки. У розрахунках випарного охолодження приймають максимальні значення $q_{п.ох}=500$ кВт/м², що в 3...4 рази перевищує питоме теплове навантаження топкових екранів сучасних парогенераторів.

Надійність роботи металу кесона визначається, в основному, її температурою, тому що всі показники міцності металу (тимчасовий опір, границя текучості та повзучості) знижуються при підвищенні температури. Якщо теплосприймальну металеву стінку кесона вважати плоскою (для спрощення розрахунків), то її температура визначиться з рівняння

$$t_m = t_{ox} + q_{п.ох} \left(\frac{1}{\alpha_{ox}} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right), \quad (13.4)$$

де t_{ox} — температура охолодного середовища (теплоносія —

води чи пароводяної суміші), °С; $q_{п.ох}$ — тепловий потік, що відводиться через металеву поверхню кесона системи охолодження, Вт/м²; $\alpha_{ох}$ — коефіцієнт тепловіддачі від стінки кесона до охолодного середовища, Вт/(м²·К); δ_m/λ_m , δ_n/λ_n — термічні опори металеві стінки кесона та можливого шару накипу відповідно, (м²·К)/Вт. Аналізуючи рівняння (13.4), можна визначити основні фактори, які впливають на t_m , і основні вимоги, які забезпечують зниження t_m при достатній надійності роботи системи примусового охолодження:

1) необхідність безнакипного режиму роботи (тобто бажано, щоб $\delta_n/\lambda_n \rightarrow 0$). При теплопровідності шару накипу $\lambda_n \approx 2$ Вт/(м·К) та незначній товщині його ($\delta_n = 0,001 \dots 0,002$ м) температурний перепад у цьому шарі становить $\Delta t_n = 250 \dots 500$ °С, що різко підвищить температуру металу t_m і призведе до відомих негативних явищ;

2) використання тонкостінних трубчастих кесонів — $\delta_m/\lambda_m \rightarrow 0$. Приймаючи значення теплопровідності сталі $\lambda_m \approx 50$ Вт/(м·К), одержимо для $q_{п.ох} = 500$ кВт/м² температурний перепад у стінці коробчастого кесона ($\delta_m = 0,025$) $\Delta t_m^{rec} = 250$ °С, а для сталевих труб — $\Delta t_m^{tp} = 25$ °С. Такі труби можуть працювати при високому тиску (10 МПа і вище);

3) забезпечення найбільшої інтенсивності охолодження кесонів (див. 13.2.1). Додатково слід зауважити, що для забезпечення різниці температур ($t_m - t_{ох}$) = 50 °С необхідно мати при $q_{п.ох} = 500$ кВт/м² величину $\alpha_{ох} = 10000$ Вт/(м²·К). Таке значення коефіцієнта тепловіддачі може бути забезпечене водою за швидкості руху не менш як 1,5...2 м/с по каналу малого еквівалентного діаметра або за менших швидкостей для пароводяної суміші.

Складні умови роботи систем примусового охолодження пояснюються недостатньою експлуатаційною надійністю простої вогнетривкої футеровки гладенької поверхні кесонів. З часом вона руйнується, про що було вже сказано вище. У зв'язку з цим заслуговує на увагу ошипівка поверхні кесонів (ошипівка виконується або сверлінням заглиблень у стінках кесонів, або наплавкою шипів), що забезпечує збереження між шипами тонкого шару вогнетривкої набивки і утворення на ній гарнісажу, тобто застиглого

пластичного шару розплаву або шлаку. Оскільки гарнісаж не вступає в реакцію з рідким розплавом чи шлаком, то гарнісажна ошипована футеровка досить тривалий час зберігає стійкість і підвищений термічний опір.

Таким способом футерують коробчасті кесони мартенівських печей: рам завалочних вікон, підп'ятових балок, заслінок.

Слід наголосити ще раз, що кесони коробчастої зварної конструкції обумовлюють можливість одержання в системі примусового охолодження тільки пари низького тиску, що обмежує ефективність використання теплоти з охолодних елементів $Q_{п.ох}$.

Найбільш доцільно (і економічно і технічно) виготовляти елементи охолодження з труб невеликого діаметра. Такі рішення реалізовані в технологічних плавильних циклонах, а також у глісажних трубах методичних печей.

Найефективнішою системою використання вторинних енергоресурсів потужних ВУ є поєднання парогенераторів на відхідних виробничих газах із системою примусового випарного охолодження (при високих параметрах пари).

13.3. Використання шлаків

Шлакові відходи вогнетехнічних процесів найхарактерніші для рудоплавних процесів чорної та кольорової металургії, деяких хімічних виробництв.

Вогняно-рідкі шлаки в кольоровій металургії мають температуру $t_{шл}^{к.м}=1300...1350^{\circ}\text{C}$, а в чорній металургії $t_{шл}^{ч.м}=1650...1750^{\circ}\text{C}$.

Втрати теплоти з шлаками в чорній металургії становлять за балансом $\approx 3...4\%$, а в кольоровій металургії $\approx 25...30\%$.

Основу доменних шлаків становлять, %: $\text{CaO} \approx 35...45$; $\text{SiO}_2 \approx 30...35$; $\text{Al}_2\text{O}_3 \approx 10...20$.

Склад шлаків кольорової металургії такий, %: $\text{CaO} \approx 6...8$; $\text{SiO}_2 \approx 30...45$; оксиди заліза та інші домішки.

Через наявність у доменних шлаках CaO вони використовуються в цементному виробництві для виготовлення шлакопортландцементу. Шлакопортландцемент виготовляють шляхом сумісного помелу портландцементного клінке-

ру, доменних гранульованих шлаків (30...60% від загальної маси) та невеликої домішки гіпсу. Від портландцементу він відрізняється сповільненим нарощуванням міцності в початковий період твердіння та підвищеною водостійкістю, а використовується головним чином для виготовлення залізобетонних конструкцій та бетонування гідротехнічних споруд.

Із доменних та енергетичних шлаків виготовляють різні ізоляційні матеріали (шлаковату і на її основі різні ізоляційні вироби), кам'яне литво тощо. В значній кількості шлакові відходи використовуються як баластний матеріал в шляховому будівництві та на інших об'єктах.

Використання шлаків можливе і здійснюється в енергетичному, технологічному та енерготехнологічному напрямках.

Чисто енергетичне використання шлаку спричинює низку негативних явищ (інтенсивну корозію та ерозію трубопроводів, насосів, теплообмінників, забруднення їх частиночками шлаку, утруднення транспортування шлаку) і малоефективне. Одна тонна рідких шлаків при $t=1250^{\circ}\text{C}$ містить теплоти $i_{\text{шл}}=1500$ МДж/т, що еквівалентно $\approx 0,05$ т умовного палива. Це відносно невелика ефективність, особливо враховуючи досить значні труднощі в здійсненні використання такої теплоти.

Тому більш ефективним і перспективним слід вважати технологічний, а особливо енерготехнологічний напрямок використання відвальних шлаків.

Технологічний напрямок обмежується використанням шлаку як матеріалу для виробництва яких-небудь продуктів. При цьому теплота, що міститься в шлаках, втрачається.

Енерготехнологічний напрямок передбачає використання як самого відвального шлаку (як початкового технологічного матеріалу), так і теплової енергії, що міститься в ньому, зокрема для перероблення шлаку на додатковий технологічний продукт.

У відвальних шлаках установок кольорової металургії (виробництво міді, нікелю, свинцю, цинку тощо) часто за-

лишаються компоненти, які можна використати для виділення з них дуже цінних металів чи сполук. Якщо здійснювати це комплексно і одночасно, то для народного господарства країни таке виробництво може бути досить ефективним.

13.4. Використання теплоти технологічних продуктів

Існує кілька напрямків використання теплоти технологічних продуктів.

1. Регенеративне — в межах даного процесу. Наприклад, регенеративний нагрів повітря за рахунок охолодження клінкеру, який надходить з барабанної обертової печі (від 1000...1100 до 100°C). Нагрівання повітря здійснюється до 300...400°C.

2. Послідовне використання теплоти технологічних продуктів в окремих ланках виробничого комплексу (наприклад на заводах чорної металургії).

Повний цикл металургійного комбінату включає доменну плавку чавуну, переробку чавуну на сталь (мартенівську чи конверторну) та прокат зливків на листовий чи профільний метал. При передачі технологічного продукту з однієї стадії переробки до іншої зберігається теплота. Це сприяє певній економії палива, що витрачається на одиницю виробленої продукції із сталі. Досягти цього можна при створенні сталеплавильних агрегатів безперервної дії.

Аналогічні проблемні задачі виникають і при виробництві кольорових металів, наприклад міді. У всіх подібних випадках технологічно та енергетично оптимальні результати можна отримати при безперервній роботі всіх послідовних ланок виробничого циклу.

Таким чином, для використання теплоти технологічного продукту необхідно удосконалювати весь комплекс технологічного процесу.

3. Енергетичний напрямок. Цей напрямок реалізується з найбільшою ефективністю при сухому гашенні коксу. Фізична теплота розжареного коксу ($t_k=1100^\circ\text{C}$) становить приблизно 50% в тепловому балансі системи опалення кок-

сових печей (на 1 т коксу витрачається близько 100...120 кг умовного палива). При мокрому гасінні коксу ця теплота повністю втрачається. При сухому гасінні коксу через камеру гасіння циркулює в замкнутому контурі газ (склад газу, %: $\text{CO}_2 \approx 18$; $\text{CO} \approx 2$; $\text{N}_2 \approx 80$), який відбирає теплоту від коксу. Потім ця теплота використовується в парогенера-

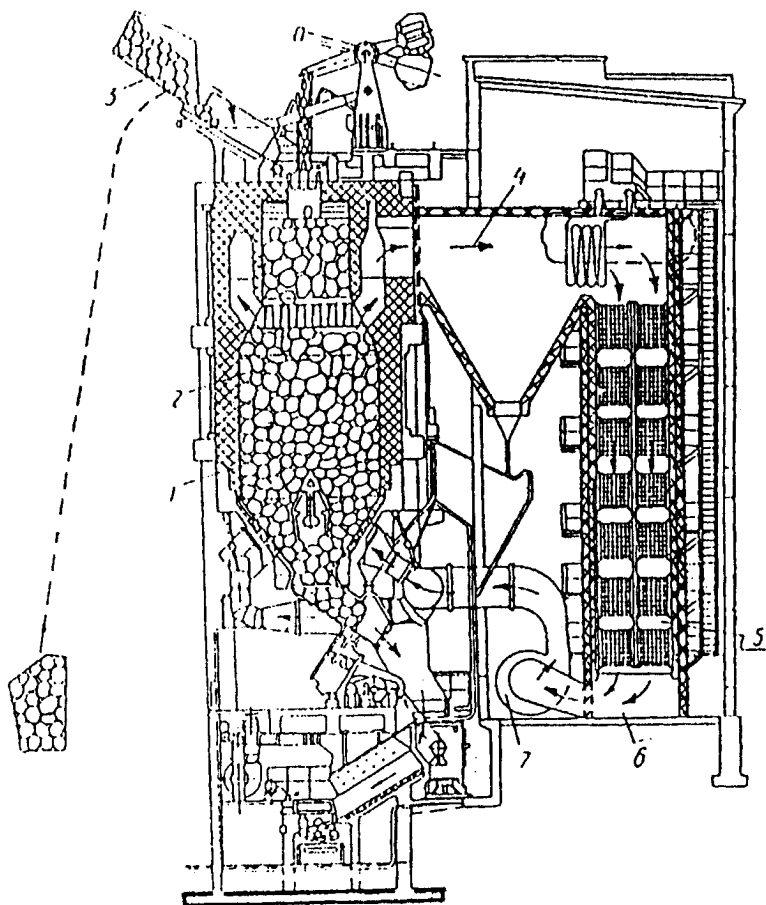


Рис. 13.3. Установа сухого гасіння коксу:

- 1 — гасильна камера;
 2 — кокс; 3 — скіповий підйомник; 4,6 — рух інертних газів;
 5 — парогенератор; 7 — димосос для циркуляції інертних газів*

торі, що безпосередньо межує з камерою гасіння коксу (рис. 13.3).

Пара, що виробляється в таких установках (камера гасіння та парогенератор) має тиск 15...20 або 45 бар. Кількість пари від однієї установки становить 15...20 т/год.

Для великого металургійного заводу, що випускає ≈ 20 млн т прокату за рік, коксові батареї мають виробляти ≈ 800 т/год коксу, а установка для сухого гасіння коксу — близько 300 т/год пари. При цьому підвищення параметрів пари в парогенераторах є дуже актуальним.

Контрольні запитання

1. Призначення примусового охолодження робочої камери ВТУ або її окремих елементів. На які показники роботи ВТУ впливає примусове охолодження робочої камери?

2. Основні конструктивні типи охолоджувальних елементів ВТУ.

3. Вимоги до теплоносія системи примусового охолодження. Які теплоносії використовуються в сучасних ВТУ?

4. Конструкції елементів примусового випарного охолодження ВТУ. Основні фактори, які приводять до зниження температури матеріалу кесонів при достатній надійності роботи системи примусового охолодження.

5. Яким чином можливо в системі примусового випарного охолодження одержати пару високих параметрів?

6. Основні напрямки використання шлаків та їх теплоти в чорній та кольоровій металургії.

7. Використання теплоти технологічних продуктів.

Розділ чотирнадцятий

КОМБІНОВАНЕ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНЕ ТЕПЛОВИКРИСТАННЯ

Найбільш енергомісткими вогнетехнічними установками є плавильні печі різноманітного технологічного призначення. На їх базі в основному і можливе комбіноване енерготехнологічне тепловикористання.

Однак сучасні плавильні печі мають низку виробничих недоліків, які перешкоджають такому тепловикористанню, а саме:

- 1) низька питома продуктивність;
 - 2) наявність суперечності між тривалістю робочої кампанії та форсуванням роботи печі;
 - 3) циклічність видачі технологічного продукту;
 - 4) недосконалість аеродинаміки робочої камери;
 - 5) вузький галузевий характер технологічного процесу.
- Нижче ці недоліки пояснимо трохи докладніше.

1. Низька питома агрегатна продуктивність визначається несприятливими умовами тепло- та масообміну в робочій камері. Можливість форсування роботи робочої камери обмежується інтенсивним зношуванням (руйнуванням) її цегляної вогнетривкої футеровки, що в основному, залежить від корозії, тобто від хімічної взаємодії розплаву та вогнетриву з утворенням евтектичних сполук. Швидкість руйнування обмуровки залежить від її температури з боку вогню, від плавкості розплаву та інтенсивності його накиду на футеровку, а також від співвідношення хімічних складів розплаву та вогнетривів.

Таким чином вогнетривка цегляна футеровка може працювати тільки за умови малої щільності тепловиділення ($q_v=0,1...0,2$ МВт/м³). Це стосується всіх ванних печей і насамперед найбільш високотемпературних мартенівських, які мають з цієї причини малу агрегатну продуктивність. Останнє приводить до збільшення капіталовкладень та експлуатаційних витрат на обслуговування та ремонт малопотужних агрегатів.

2. Суперечність між тривалістю кампанії та питомою продуктивністю характерна для плавильних печей з цегляною футеровкою робочої камери. Так, якщо тривалість кампанії мартенівських печей при питомому форсуванні 10...15 т/(м²·добу) та максимальній продуктивності 50—60 т/год становить 3500...4000 год, то кисневі конвертори, які мають за рахунок дуже високого форсування продувки годинну продуктивність в 5...6 разів більшу, працюють між холодними ремонтами футеровок не більш як 300...400 год (приблизно в 10 разів менше, ніж для мартенівських печей).

3. Циклічність видачі технологічного продукту характерна для більшості плавильних печей (конверторів, мартенівських, доменних печей). Цей фактор ускладнює подальше перероблення розплаву та використання теплоти, що відводиться з примусовим охолодженням та відхідними газами.

4. Недосконалість аеродинаміки робочої камери виражається досить помітним виносом перероблюваного матеріалу (10...15% залежно від форсування процесу; при киплячому шарі — до 30...40%), який далі охолоджується без використання теплоти. В якійсь мірі сам матеріал під час виносу навіть втрачається. Газоходи за робочою камерою шлакуються розплавом, що виноситься з робочої камери. Це викликає зниження продуктивності печі й лімітує тривалість робочої кампанії.

5. Вузкий галузевий характер технологічного процесу виражається в тім, що сучасні вогнетехнічні процеси та їхнє інженерне оформлення погано пристосовані до комплексного використання технологічних ресурсів перероблюваних матеріалів.

Для усунення всіх указаних недоліків необхідна комплексна модернізація всієї системи тепловикористання пічного агрегату, починаючи з його робочої камери та вибору для неї енергоносія.

Нові вирішення проблем потужної промислової вогнетехніки мають забезпечити:

а) підвищення питомої продуктивності та укрупнення на цій базі агрегатної потужності печей в поєднанні з великою тривалістю робочої кампанії;

б) заміну циклічних процесів безперервними з максимальним скороченням їх послідовних ланок, об'єднаних по можливості в одному агрегаті;

в) комплексне використання всіх технологічних та енергетичних ресурсів відхідних технологічних матеріалів;

г) високу результативну енергетичну та загальну економічну ефективність з позицій народного господарства в цілому.

Рішення, які повністю реалізують комплекс цих умов та вимог, іменуються енерготехнологічними.

Інженерне оформлення енерготехнологічного тепловикористання широко запозичує рішення станційної енергетики, зокрема гарнісажні футеровки з примусовим випарним охолодженням, циклонну організацію вогнетехнічного процесу при тепловій обробці дрібнозернистих матеріалів тощо.

Розрізняють три варіанти енерготехнологічного тепловикористання:

1) енерготехнологічні агрегати одноцільового технологічного призначення;

2) енерготехнологічні комплексні агрегати, які переробляють багатокомпонентні шихти на комплекс технологічних продуктів;

3) енерготехнологічні комбіновані агрегати, які крім технологічних продуктів виробляють пару тих чи інших параметрів.

Для енерготехнологічних агрегатів середньої та малої потужності та при помірній температурі в робочій камері економічно найбільш доцільне застосування розвинутого регенеративного тепловикористання.

Для енерготехнологічних агрегатів підвищеної та високої потужності, особливо плавильного призначення, можлива енергетична віддача яких порівнянна з енергосистемою заводу та території району, що тяжіє до нього, повністю виправдана установка парогенераторів. Це доцільно як з економічних міркувань, так і з умов безперервної експлуатації виробничого агрегату. У даному разі маємо на увазі широке використання випарного охолодження гарнісажної футеровки всієї робочої камери, що тільки й може забезпечити поєднання високого її форсування зі значною тривалістю робочої кампанії, а також застосування парогенератора як гранулятора плавильного виносу у відхідних газах, що також необхідно для надійної та ефективної роботи виробничого агрегату в цілому.

Тому парогенератор у системі енерготехнологічного тепловикористання слід вважати не самоціллю, а економічно найбільш доцільним енергетичним засобом розв'язання задач виробничо-технологічного змісту.

Потужність енергоустановок і параметри пари, що виробляється в них, можуть бути різними, виходячи з особливостей енерготехнологічного агрегату. Однак орієнтовно можна вважати економічно доцільним наявність в системі енерготехнологічних агрегатів енергетичних потужностей по парі 50...100 т/год, а по потужності блочного електрогенератора — 25...50 МВт. При цьому оптимальним треба вважати виробництво пари з високими параметрами ($p=100...140$ бар; $t_{\text{min}}=540...560^{\circ}\text{C}$), що створює можливість використання його з максимальною результативною ефективністю на заводській чи районній ТЕЦ.

Вимогам енерготехнологічного використання найліпше відповідають технологічні агрегати циклонного типу:

- 1) високе питоме теплове навантаження;
- 2) можливість досягнення високих температур;
- 3) можливість застосування і стабільна служба гарнісажної футеровки, що забезпечує поєднання високих температур нагріву та питомих теплових навантажень із подовженням кампанії міжремонтного періоду;
- 4) забезпечення сепарації плавильного виносу в робочій

камері до 90...95%, що дозволяє безпосередньо використати високотемпературні відхідні гази;

5) можливість переробки зернистого та пилоподібного матеріалу, що дає змогу використати збагачені руди з високою ефективністю теплообміну в робочій камері.

Недоліком циклонних робочих камер є обмеженість їх продуктивності. Цей недолік можна ліквідувати за рахунок застосування кільцевого плавильного циклона з круговим сепаратором розплаву (рис. 14.1).

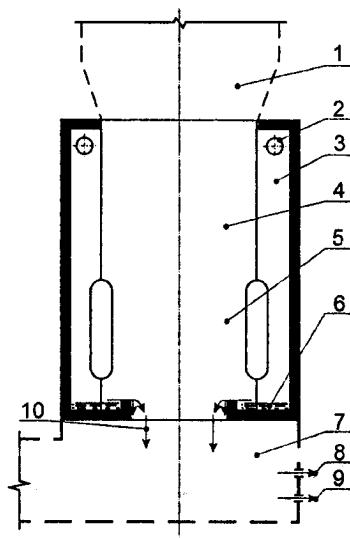


Рис. 14.1. Принципова схема кільцевого плавильного циклона з круговим сепаратором розплаву:

- 1 — камера радіаційного охолодження парогенератора;
- 2 — подача компонентів горіння та технологічної шихти;
- 3 — кільцевий канал циклона;
- 4 — центральне відведення продуктів горіння;
- 5 — сепаратор розплаву;
- 6 — коритний збірник розплаву;
- 7 — камера над ванною розплаву;
- 8 — шлак;
- 9 — технологічний розплав;
- 10 — відведення розплаву з кільцевого каналу

Кільцева камера в циклоні дає змогу створити агрегат великої потужності (великий діаметр печі). Компоненти горіння і шихта підводяться по дотичній в декількох точках, що забезпечує високу швидкість руху потоку, а значить високу ефективність сепарації частинок.

Така схема кільцевого вертикального циклона органічно komponується з випарною системою парогенератора.

Контрольні запитання

1. Назвіть основні умови для організації енерготехнологічного тепловикористання.

2. Основні варіанти енерготехнологічного тепловикористання ВТУ.

3. Роль циклонних технологічних агрегатів у створенні сучасних ВТУ енерготехнологічного використання.

Додатки

1. Характеристики складових газоподібного палива та деяких інших газів при температурі 0°C та тиску 0,101МПа (760 мм рт.ст.) [19], [22], [23], [30]

Речовина	Формула	Молекулярна маса	Густина, кг/м ³	Мольний об'єм, м ³ /моль	Максимальна теплота згорання, кДж/м ³	Жаропродуктивність t _ж , °C
Азот	N ₂	28,016	1,2505	22,40	—	—
Азот з повітря			1,2567	22,40	—	
Ацетилен	C ₂ H ₂	26,036	1,1709	22,22	56000	2620
Бензол	C ₆ H ₆	78,11	3,456		140000	
Бутан	C ₄ H ₁₀	58,12	2,593	21,78	118000	2170
Бутилен	C ₄ H ₈	56,104	2,503		113200	2195
Водень	H ₂	2,016	0,08987	22,43	10800	2230
Водяна пара	H ₂ O	18,016	0,768	23,45		
Діоксид вуглецю	CO ₂	44,011	1,9768	22,26		
Етан	C ₂ H ₆	30,068	1,356	22,16	63750	2090
Етилен	C ₂ H ₄	28,052	1,2605	22,24	59070	2290
Закис азоту	N ₂ O	44,016	1,9780	22,25	—	
Кисень	O ₂	32,000	1,42895	22,39	—	
Метан	CH ₄	16,042	0,7168	22,36	35820	2030
Оксид азоту	NO	30,008	1,3402	22,39	—	
Оксид вуглецю	CO	28,011	1,2500	22,40	12640	2370
Пентан	C ₅ H ₁₂	72,146	3,456	20,87	146000	
Пентен	C ₅ H ₁₀	70,13	3,129		141000	
Повітря сухе		28,96	1,2928	22,40	—	—
Пропан	C ₃ H ₈	44,094	2,0037	22,00	91400	2105
Пропілен	C ₃ H ₆	42,078	1,915	21,96	86010	2220
Сірководень	H ₂ S	34,08	1,5392	22,14	23650	1850
Сірчистий газ	SO ₂	64,06	2,9263	21,89	—	—

2. Характеристика деяких природних та штучних видів твердого палива [18]

Вид палива та марка	Склад горючої маси в % за масою				Вміст летких в горючій масі Лг, %	Вміст золи в сухій масі Ас, %	Вміст вологи в робочій му паливі Wp, %	Теплота згоряння, Q _н кДж/кг
	С ^г	Н ^г	S ^г	N ^г				
Дрова	50,5	6,1	—	0,6	42,8	1,1	20...35	9630... 14650
Торф	53,0... 63,4	5,0... 8,0	0... 2,0	2,5	27,7... 36,1	3,0... 10,0	25... 40	7540... 15070
Донецьке довгополум'яне вугілля марки Д	75,0	5,5	5,8	1,6	12,1	22,5	12,0	18000
Донецьке жирне вугілля марки Ж	83,0	5,1	4,8	1,5	5,6	20,0	6,0	25120
Донецький антрацит марок АК, АМ, АС	93,0	1,8	2,2	1,0	2,0	14,0	6,0	26790
Деревне вугілля	79,0... 88,0	1,0... 4,0	—	0,5... 1,0	8,5... 18,0	1,2... 3,0	4,0... 9,0	25540... 29310
Кокс ливарний	96,5	0,7	1,0	1,3	0,5	13,0	4,0	27720
Кокс металургійний донецький	96,0	0,7	1,5	1,3	0,5	9,0	4,0	28760

3. Хімічний склад та характеристика деяких штучних видів рідкого палива [18]

Види та марки палива	Густина, кг/м ³	Горюча маса				Робоче паливо			
		С ^r , %	Н ^r , %	С ^r , %	(O+N) ^r , %	А ^p , %	W ^p , %	Q ^p _н , кДж/кг	
Бензин	720...760	85,0	14,9	0,05	0,05	43750	—	43750	
Газ	800...830	86,0	13,7	0,10	0,20	42960	—	42960	
Солярове масло	840...880	86,5	12,8	0,40	0,30	42330	—	42330	
Мазут марки 20	940...970	87,2	11,7	0,50	0,60	41320	0,1	2,0	40400
Мазут марки 40	950...990	87,4	11,2	0,50	0,90	40820	0,1	2,0	39900
Мазут марки 60	980...1000	87,6	10,7	0,70	1,00	40610	0,2	3,0	39350
Мазут марок 80 та 100	990...1000	87,6	10,6	0,7...1,0	1,00	40360	0,2	3,0	39150
Мазут марок 20 та 40 з великим вмістом сірки	920...970	85,0	11,8	2,3 (1,3...4,0)	0,9	40780	0,15	2,0	35860
Смола кам'яновугільна	1040...1200	90,0	7,0	1,0	2,0	—	1,0	5,0	35590
Смола буровугільна	1100...1200	83,0	7,0	2,0	8,0	—	1,0	5,0	33490
Сланцьове масло	1100...1200	88,08	7,06	—	4,26	37260	—	—	—

**4. Середні ізобарні теплоємності газів
при атмосферному тиску 0,101 МПа
(760 мм рт. ст) , кДж/(м³ · К) [22]**

$t_0, ^\circ\text{C}$	CO ₂	N ₂	O ₂	H ₂ O	Сухе повітря	CO	H ₂	CH ₄	SO ₂
0	1,5998	1,2946	1,3059	1,4943	1,2971	1,2992	1,2766	1,5500	1,733
100	1,7002	1,2958	1,3176	1,5052	1,3004	1,3017	1,2908	1,6421	1,813
200	1,7873	1,2996	1,3352	1,5223	1,3071	1,3071	1,2971	1,7589	1,888
300	1,8627	1,3067	1,3561	1,5424	1,3172	1,3167	1,2992	1,8862	1,955
400	1,9296	1,3163	1,3775	1,5654	1,3289	1,3289	1,3021	2,0155	2,018
500	1,9887	1,3276	1,3980	1,5897	1,3427	1,3427	1,3050	2,1403	2,068
600	2,0411	1,3402	1,4168	1,6148	1,3565	1,3574	1,3080	2,2609	2,114
700	2,0883	1,3536	1,4344	1,6412	1,3708	1,3720	1,3121	2,3768	2,152
800	2,1311	1,3670	1,4499	1,6680	1,3842	1,3862	1,3167	2,4941	2,181
900	2,1692	1,3796	1,4645	1,6957	1,3976	1,3996	1,3226	2,6025	2,215
1000	2,2035	1,3917	1,4775	1,7229	1,4097	1,4126	1,3289	2,6992	2,236
1100	2,2349	1,4034	1,4892	1,7501	1,4214	1,4248	1,3360	2,7863	2,261
1200	2,2638	1,4143	1,5005	1,7769	1,4327	1,4361	1,3431	2,8629	2,278
1300	2,2898	1,4252	1,5106	1,8028	1,4432	1,4465	1,3511	—	2,295
1400	2,3136	1,4348	1,5202	1,8280	1,4528	1,4566	1,3590	—	—
1500	2,3354	1,4440	1,5294	1,8527	1,4620	1,4658	1,3674	—	—
1600	2,3555	1,4528	1,5378	1,8761	1,4708	1,4746	1,3754	—	—
1700	2,3743	1,4612	1,5462	1,8996	1,4788	1,4825	1,3833	—	—
1800	2,3915	1,4687	1,5541	1,9213	1,4867	1,4901	1,3917	—	—
1900	2,4074	1,4758	1,5617	1,9423	1,4939	1,4972	1,3996	—	—
2000	2,4221	1,4825	1,5692	1,9628	1,5010	1,5039	1,4076	—	—
2100	2,4359	1,4892	1,5759	1,9824	1,5072	1,5102	1,4185	—	—
2200	2,4484	1,4951	1,5830	2,0009	1,5135	1,5160	1,4227	—	—
2300	2,4602	1,5010	1,5897	2,0189	1,5194	1,5215	1,4302	—	—
2400	2,4710	1,5064	1,5964	2,0365	1,5253	1,5269	1,4373	—	—
2500	2,4811	1,5114	1,6027	2,0528	1,5303	1,5320	1,4449	—	—

**5. Фізичні параметри димових газів
при атмосферному тиску (0,101 МПа)
Склад газів: CO₂=13%; H₂O=11%; N₂=76% [13]**

Температура		Густина ρ , кг/м ³	Теплоємність C_p , кДж/(м ³ ·К)	Теплопровідність $\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	Температуропровідність $\alpha \cdot 10^4$, м ² /с	Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Число Прандтля Pr
К	°С						
273	0	1,295	1,3562	2,280	0,169	12,20	0,72
373	100	0,950	1,3712	3,129	0,308	21,54	0,69
473	200	0,748	1,3875	4,012	0,489	32,80	0,67
573	300	0,617	1,4054	4,838	0,699	45,81	0,65
673	400	0,525	1,4234	5,699	0,943	60,38	0,64
773	500	0,457	1,4424	6,559	1,211	76,30	0,63
873	600	0,405	1,4615	7,420	1,509	93,61	0,62
973	700	0,363	1,4807	8,268	1,838	112,10	0,61
1073	800	0,330	1,4994	9,153	2,197	131,80	0,60
1173	900	0,301	1,5170	10,013	2,580	152,50	0,59
1273	1000	0,275	1,5337	10,897	3,034	174,30	0,58
1373	1100	0,257	1,5496	11,746	3,455	197,10	0,57
1473	1200	0,240	1,5646	12,619	3,924	221,00	0,56

**6. Фізичні параметри сухого повітря
при атмосферному тиску (0,101 МПа) [13]**

Температура		Густина ρ , кг/м ³	Теплоємність C_p , кДж/(м ³ ·К)	Теплопровідність $\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	Температуропровідність $\alpha \cdot 10^4$, м ² /с	Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Число Прандтля Pr
К	°С						
273	0	1,293	1,2971	2,442	0,188	13,28	0,707
323	50	1,093	1,2988	2,826	0,257	17,95	0,698
373	100	0,946	1,3004	3,210	0,336	23,13	0,688
423	150	0,846	1,3038	3,559	0,421	28,99	0,684
473	200	0,740	1,3071	3,931	0,514	34,85	0,680
523	250	0,674	1,3122	4,268	0,610	40,61	0,677
573	300	0,615	1,3172	4,605	0,716	48,33	0,674
623	350	0,566	1,3231	4,908	0,819	55,46	0,676
673	400	0,524	1,3289	5,210	0,931	63,09	0,678
773	500	0,456	1,3427	5,745	1,153	79,38	0,687
873	600	0,404	1,3565	6,222	1,383	96,89	0,699
973	700	0,362	1,3708	6,710	1,634	115,40	0,706
1073	800	0,329	1,3842	7,176	1,887	134,80	0,713
1173	900	0,301	1,3976	7,629	2,162	155,10	0,717
1273	1000	0,277	1,4097	8,071	2,459	177,10	0,719
1373	1100	0,257	1,4214	8,502	2,763	199,30	0,722
1473	1200	0,239	1,4327	9,153	3,165	223,70	0,724

7. Пірометричний коефіцієнт η_{Π}

Печі за типом	η_{Π}
1. Камерні:	
а) періодичної дії великої ємності зі щільною садкою	0,8...0,9
б) те саме, але з розрідженою садкою	0,75...0,85
2. Методичні рекуперативні	0,70...0,75
3. Прохідні термічні	0,75...0,82
4. Ковальські щілинні	0,66...0,70

**8. Константи хімічної рівноваги K_c та K_p^*
для реакцій, при здійсненні яких дисоціація газів
суттєво впливає на процес горіння
в промислових установках [30]**

Реакція	$\text{CO}_2 \leftrightarrow \text{CO} + 0,5\text{O}_2$	$\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{H}_2 + 0,5\text{O}_2$	$\text{CH}_4 \leftrightarrow \text{C} + 2\text{H}_2$	$\text{CO}_2 + \text{H}_2 \leftrightarrow \text{CO} + \text{H}_2\text{O}$
T, K	$K_p^I = \frac{P_{\text{CO}_2}}{P_{\text{CO}} \cdot P_{\text{O}_2}^{0,5}}$	$K_p^{II} = \frac{P_{\text{H}_2\text{O}}}{P_{\text{H}_2} \cdot P_{\text{O}_2}^{0,5}}$	$K_C^{IV} = \frac{\text{CH}_4}{\text{H}_2^2}$	$K_C^V = K_p^V = \frac{\text{CO}_2 \cdot \text{H}_2}{\text{CO} \cdot \text{H}_2\text{O}}$
1000	$1,582 \cdot 10^{10}$	$1,851 \cdot 10^{10}$	0,1033	1,4030
1200	$5,519 \cdot 10^7$	$7,918 \cdot 10^7$	0,0166	0,7162
1400	$9,810 \cdot 10^5$	$2,226 \cdot 10^6$	0,0044	0,4560
1500	$1,970 \cdot 10^5$	$5,314 \cdot 10^5$	0,0026	0,3704
1750	$7,982 \cdot 10^3$	$3,017 \cdot 10^4$	0,00074	0,2644
2000	$7,299 \cdot 10^3$	$3,516 \cdot 10^3$	0,00040	0,2198
2500	26,320	$1,706 \cdot 10^2$	0,00011	0,1607
3000	3,210	$2,208 \cdot 10^1$	-	0,1445

* Якщо при розрахунках використовуються наведені в таблиці значення K_p , то тиск слід виражати в фізичних атмосферах, приймаючи $1 \text{ атм} \approx 0,1 \text{ МПа}$.

9. Властивості вогнетривів, що найширше використовуються у вогнетехнічних установках [25]

Типи вогнетриву	Групи вогнетриву	ρ , кг/м ³	$t_{\text{впр}}$, °C	$t_{\text{впр}}$, °C	$\lambda_{\text{в}}$, Вт/(м·К)	c , кДж/(кг·К)	$t_{\text{впр}}$, °C	$\alpha_t \cdot 10^6$, °C ⁻¹
Кремнеземисті	Динасові	1840...1970	1690...1720	1640...1660	1,23+70·10 ⁻⁴	0,837+25·10 ⁻⁴	1650...1700	16...20
	Шамотні	1830...1950	1580...1750	1300...1400	0,84+58·10 ⁻⁴	0,88+23·10 ⁻⁴	1200...1400	2,5...8
	Алмо-силікатні	2340...2520	1800...1830	1510...1600	1,12+44,4·10 ⁻⁴	0,84+25,1·10 ⁻⁴	1600...1650	4,6...5,8
Глиноземисті	Мултові	2890...3120	1950...2000	1750...1800	2,1+190·10 ⁻⁴	0,79+42·10 ⁻⁴	1650...1800	6...8
	Корундові	2600...2800	2200...2400	1500...1700	4,7-170·10 ⁻⁴	1,05+29·10 ⁻⁴	1650...1700	11...14
Магнезійно-вапнисті	Периклазові	2680...2800	1800...1900	1410...1450	3,5-108·10 ⁻⁴	0,68+28,2·10 ⁻⁴	1300...1400	15
	Смоло-доломітові	2950...3040	>2000	1500...1690	2,58-70·10 ⁻⁴	0,67+4,8·10 ⁻⁴	1650...1700	9...12
	Периклазо-хромітові	2900...3150	1920...2000	1450...1530	2,04-38,4·10 ⁻⁴	1,08-115·10 ⁻⁴	1700	8,5...10
Магнезійно-шпінелідні	Хроміто-периклазові	3000...3200	1850...2050	1400...1600	1,28+41·10 ⁻⁴	0,84+29·10 ⁻⁴	1650...1700	8...10,7
	Хромітові	2620...2820	1830...1920	1550...1680	3,5-186·10 ⁻⁴	0,89+41,9·10 ⁻⁴	1450...1570	10,7
	Форсте-дитові	4400...4500	>2000	1750...1780	4,07-71,5·10 ⁻⁴	0,78 (25°C)	1600...1800	7,5-8,5
Хромисті	Хромоксидні	5100...5630	2500	1650...1700	(≥500°C)	0,54+13·10 ⁻⁴	2000...2300	5,9...8,7
	Бадделітові	3400...3500	1810	1740	1,3+64·10 ⁻⁴	0,65+23,3·10 ⁻⁴	1750	5...7
Цирконисті	Бакор-33	3480...3830	2000...2300	1500...1650	1,3+64·10 ⁻⁴	0,63+13·10 ⁻⁴	1900...2000	4,5...6,4
	Цирконові	1600...1650	>2000	>1900	162,8-4070·10 ⁻⁴	0,89+41,9·10 ⁻⁴	1450...1570	2,6...6,7
Вуглецеві	Графітові	1350...1600	2500	>1900	23,2+3500·10 ⁻⁴	1,42+19·10 ⁻⁴	1950...2000	3,7...5,8
	Коксові	2350...2540	>2000	1700...1800	(<1000°C)	(≥400°C)	1800...2000	4,5...5,2
Карбід-кремнієві	Карбід-кремнієві				32,6-13,9·10 ⁻⁴	0,963+14,6·10 ⁻⁴		

10. Властивості легковагових вогнетривких матеріалів та виробів [20]

Тип і марка виробів	Щільність ρ , кг/м ³	Теплопровідність λ , Вт (м·К)	Теплоємність с, кДж (кг·К)	$t_{\text{макс. роб.}}^{\circ}\text{C}$
Дивасові ДЛ-1,2	1120...1200	0,58+43,6·10 ⁻⁵ t	1,19	1550
Шамотні та напівкислі:				
ШЛА-1,3	1250...1300	0,47+16,3·10 ⁻⁵ t	1,16	1400
ШЛ-1,3	1260...1300	0,47+16,3·10 ⁻⁵ t	1,19	1300
ШКЛ-1,0	1000	0,33+35·10 ⁻⁵ t	1,17	1400
ШЛ-0,9	800...900	0,291+23,31·10 ⁻⁵ t	1,17	1270
ШТЛ-0,6	540...600	0,10+14,5·10 ⁻⁵ t	1,17	1150
ШЛ-0,4	300...400	0,058+17,4·10 ⁻⁵ t	1,17	1150
Мулітокремнеземисті:				
МКРЛ-1,0	950...1000	0,6...0,65 (300...600°C)	1,064 87·10 ⁵ (<1500°C)	1450
МКРЛ-0,5	450...500	0,35...0,4 (300...600°C)	те саме	1300
Мулітові МЛЛ-1,3	1240...1260	0,5...0,6 (300...600°C)	0,84 25,1·10 ⁵ t	1550
Корундові КЛ-1,1	1050...1100	0,55 (300...600°C)	0,14 65·10 ⁻⁵ t	1550
Мати коалінові МКТ	150	0,18...0,34 (600...1000°C)	1,22	1100
Плити з коалінової вати	200	0,14+102·10 ⁻¹² t (<2000 К)	1,22	1100
Плити з мулітокремнеземистої вати МКРВ-350	350	0,2...0,4 при 600...1000°C	1,05...1,1 при 100...1000°C	1150
Тканина з кварцевого волокна завтовшки 0,4 мм	0,34 кг/м ²	0,12...0,29 при 200...1000°C	0,88+17,9·10 ⁻⁵ t	1100...1200
Графітований вуглецевий войлок	40...120	0,7...1,5 при 1000...2000°C	0,8+140·10 ⁻⁵ t	2200

11. Властивості деяких теплоізоляційних матеріалів та виробів [25]

Найменування та марка	Щільність ρ , кг/м ³	Теплопровідність λ , Вт/(м·К)	Теплоємність c , кДж/(кг·К)	$t_{\text{роб}}$ С
Азбест хризотилевий розпушений	150	$0,039+18,6 \cdot 10^{-5}t$	0,82...0,85	600
	400...450	$0,106+18,6 \cdot 10^{-5}t$	0,82...0,85	600
Вата скляна в набивці	130...170	$0,04+35 \cdot 10^{-5}t$	$1,48+62,8 \cdot 10^{-5}t$	450
Мати із штапельного скловолокна МРТ-50	80	$0,042+35 \cdot 10^{-5}t$	0,84	500
Мати прошивні з мінеральної вати МФ-75	150...200	$0,049+20 \cdot 10^{-5}t$	0,92	600
Пінодіатомитові вироби ПД-400	365...420	$0,078-22 \cdot 10^{-5}t$	0,84	900
Перліт спушений	150	$0,054+18,6 \cdot 10^{-5}t$	—	900
Перліто-керамічні вироби марки 250	250	$0,061+18 \cdot 10^{-5}t$	—	900
Перлітофосфогелієві вироби марок:	200	$0,064+16,3 \cdot 10^{-5}t$	—	600
	300	$0,087+16,3 \cdot 10^{-5}t$	—	600
Плити мінераловатні на бітумній зв'язці марки: 200	200	0,82	0,92	70
	300	0,93	0,92	70
Півциліндри мінераловатні на синтетичній зв'язці	150	$0,052+19,8 \cdot 10^{-5}t$	0,92	400
Войлок технічний				
грубововняний	170	$0,047+19,8 \cdot 10^{-5}t$	1,88	100
Торф'яні плити	150	$0,045+14 \cdot 10^{-5}t$	2,1	100

**12. Рекомендації з добору вогнетривів
для установок із змінним температурним
режимом роботи [25]**

Термостій- кість (число тепложмін)	Вогнетривкі вироби (число тепложмін)	Допустимий температурний режим, футеровки в області пружного стану вогнетриву
Незадовіль- на (≤ 2)	Динас до 600°C (1...2); корундові високощільні (1...2); електроплавлені відлиті (1...2); периклазові рядові (1...2).	Дуже повільна зміна температури в часі ($\leq 5...8^\circ\text{C}/\text{год}$)
Низька (3...10)	Динас 1 класу до 600°C (2...5); корундові рядові (5...8); мулітокремнеземисті (8); периклазові щільні (3...6); талькомагнезитові (2...5); периклазошпінелідні (5...9); хромітові (2...5); хромітопериклазові (3...5); форстеритові (3...7).	Помірна швидкість зміни температури (8...15°C/год)
Середня (10...15)	Динас вище 600°C; напівкислі та шамотні (10...15); периклазові високощільні (11...16).	Середня швидкість зміни температури (15...50°C/год)
Підвищена (15...50)	Каолінові (10...15); багатошамотні (10...50); мулітові, мулітокорундові та вуглецеві блоки (25); периклазошпінелідні з прямими зв'язками (16...20); периклазофорстеритові термостійкі (23...56); карбідкремнієві на зв'язках (25...60).	Висока швидкість зміни температури (50...100°C/год)
Висока (> 50)	Цирконові (50...100); карбідкремнієві рекристалізовані (100...300); вуглецеві щільні (50...100).	Різкозмінний температурний режим ($> 100^\circ\text{C}/\text{год}$)

13. Середня \bar{c}_p в інтервалі температур $0...t^\circ\text{C}$
та справжня c_p теплоємність заліза та деяких
відпалених вуглецевих сталей, Дж/(кг·К) [25]

Темпера- тура, $^\circ\text{C}$	Тепло- ємність	Чисте залізо	Марка сталі								
			08	15	20	35	40	45	У8	У9	У12
50	\bar{c}_p	453	476	452	483	456	483	452	444	—	444
	c_p	456	482	465	486	465	486	469	469	469	461
100	\bar{c}_p	463	482	465	486	469	486	473	477	—	469
	c_p	477	494	486	494	490	494	490	498	494	481
200	\bar{c}_p	481	498	486	498	490	497	494	511	—	503
	c_p	523	532	532	528	532	523	536	544	540	536
300	\bar{c}_p	503	514	515	514	511	512	515	528	—	519
	c_p	568	565	578	565	569	561	569	578	574	569
400	\bar{c}_p	524	533	532	533	532	529	536	548	—	536
	c_p	603	611	620	611	611	599	611	624	615	611
500	\bar{c}_p	546	555	565	555	553	550	553	565	—	553
	c_p	666	682	687	682	666	670	657	662	662	649
600	\bar{c}_p	573	584	586	584	578	574	578	594	—	720
	c_p	754	770	774	770	754	720	729	779	745	733
700	\bar{c}_p	611	626	620	636	611	628	611	624	—	611
	c_p	921	857	942	845	913	809	884	900	892	892
750	\bar{c}_p	636	653	666	670	695	678	700	745	—	708
	c_p	1130	1123	1528	1430	1319	1700	1476	837	754	1025
800	\bar{c}_p	663	695	691	703	708	674	720	724	—	712
	c_p	795	875	963	842	837	561	670	666	666	687
900	\bar{c}_p	672	703	708	703	699	657	703	724	—	703
	c_p	661	745	670	649	574	586	582	653	666	704
1000	\bar{c}_p	678	695	—	695	—	653	—	703	—	699
	c_p	628	666	—	649	—	628	628	636	—	692
1100	\bar{c}_p	666	695	—	691	—	649	—	669	—	695
	c_p	—	666	—	653	—	636	636	653	—	645
1200	\bar{c}_p	666	687	—	687	—	649	—	695	—	691
	c_p	—	670	—	674	—	662	662	674	—	662
1300	\bar{c}_p	662	687	—	687	—	653	—	695	—	687
	c_p	—	670	—	687	—	687	678	687	—	674

14. Теплопровідність відпалених вуглецевих сталей;
 λ , Вт/(м·К) [26]

Температура, °С	Марка сталі									
	08	10	15	20	35	40	45	У8	У9	У12
	Температура відпалу, °С									
	930	930	900	930	850	860	860	800	850	800
0	65,1	59,5	52,3	51,9	47,9	51,9	48,1	50,4	48,7	45,2
50	62,8	58,6	53,2	51,5	48,8	51,5	48,1	49,8	49,3	45,2
100	60,2	57,7	53,4	51,0	49,4	50,6	48,1	48,6	48,8	44,8
150	57,7	55,2	53,6	49,9	49,3	49,8	47,7	47,3	49,0	43,4
200	55,6	53,5	53,3	48,5	49,1	48,1	46,5	45,6	48,3	42,7
250	53,0	51,5	51,6	46,5	48,0	46,9	45,1	43,5	46,7	41,0
300	50,9	49,4	49,3	44,4	46,5	45,6	44,0	41,6	45,8	40,2
350	48,5	47,7	47,6	43,6	45,0	44,3	43,0	40,2	44,4	38,5
400	46,5	44,8	46,0	42,7	43,7	41,9	41,0	38,3	42,9	37,2
450	43,5	42,3	44,3	41,0	42,0	40,0	39,8	36,6	41,2	36,0
500	41,0	40,2	42,8	39,3	40,6	38,1	38,5	35,4	39,9	34,6
550	39,4	38,1	41,0	37,7	39,3	36,0	36,9	34,2	38,5	33,5
600	37,4	36,0	39,1	35,6	37,9	33,5	36,0	33,0	36,9	32,0
650	36,0	34,0	37,4	33,9	36,3	32,0	33,6	31,7	35,0	30,0
700	34,0	31,9	35,7	31,9	34,8	30,0	31,4	30,4	32,8	28,3
750	31,9	29,8	33,7	28,5	30,0	27,0	28,5	27,1	—	27,0
800	30,1	28,5	32,1	25,9	28,6	24,8	26,7	24,3	—	23,7
850	27,7	27,2	29,8	25,9	28,1	24,8	25,5	24,3	—	23,7
900	27,2	26,7	29,5	26,4	28,0	25,7	25,9	25,4	—	24,8
950	27,2	27,2	29,1	27,2	—	26,0	25,9	26,2	—	25,7
1000	27,7	27,7	28,8	27,7	—	26,9	26,7	26,9	—	26,0
1050	28,0	28,0	—	28,0	—	27,2	27,2	27,7	—	26,9
1 100	28,5	28,5	—	28,5	—	28,0	28,0	28,6	—	27,2
1 150	29,3	29,3	—	29,3	—	28,7	29,0	29,0	—	28,0
1200	29,8	29,8	—	29,8	—	29,5	29,8	29,8	—	28,6

**15. Густина деяких відпалених вуглецевих сталей
 ρ , кг/м³ [10]**

Температура, °С	Марка сталі									
	08	10	15	20	35	40	45	У8	У9	У12
20	7871	7856	7850	7859	7826	7850	7826	7839	7745	7830
100	7846	7832	7827	7834	7804	—	7799	7817	7726	7809
200	7814	7800	7794	7803	7771	—	7769	7786	7717	7781
300	7781	7765	7759	7770	7737	—	7735	7752	7690	7749
400	7445	7730	7724	7736	7700	—	7698	7714	7686	7713
500	7708	7692	7687	7699	7662	—	7662	7676	7655	7675
600	7668	7653	7648	7659	7623	—	7625	7638	7622	7634
700	7628	7613	7611	7617	7583	—	7587	7600	7586	7592
800	7598	7582	7599	7624	7600	—	7595	7852	7568	7565
900	7602	7594	7584	7600	7549	—	—	—	7523	7489

16. Температуропровідність заліза та деяких відпалених вуглецевих сталей $\alpha \cdot 10^5$, m^2/c [26]

Температура, °C	Марка сталі									
	Чисте залізо	08	10	15	20	35	40	45	У8	У12
0	2,20	—	—	1,50	—	1,39	—	1,33	1,28	—
50	2,00	—	—	1,42	—	1,33	—	1,28	1,25	—
100	1,83	1,56	1,49	1,39	1,32	1,30	1,30	1,25	1,19	1,15
200	1,54	1,35	1,29	1,25	1,18	1,19	1,18	1,14	1,08	1,03
300	1,29	1,16	1,14	1,11	1,03	1,06	1,05	1,03	0,972	0,917
400	1,080	0,987	0,958	0,972	0,889	0,917	0,902	0,889	0,833	0,792
500	0,870	0,791	0,764	0,805	0,750	0,805	0,736	0,778	0,750	0,694
600	0,690	0,639	0,611	0,667	0,614	0,667	0,611	0,639	0,583	0,583
650	0,590	0,569	0,541	0,583	0,541	0,583	0,555	0,556	0,556	0,528
700	0,520	0,459	0,430	0,500	0,430	0,500	0,389	0,500	0,472	0,421
750	0,370	0,431	0,375	0,360	0,375	0,306	0,403	0,222	0,444	0,346
800	0,480	0,472	0,403	0,444	0,431	0,444	0,528	0,500	0,528	0,528
850	0,530	0,444	0,430	0,417	0,500	0,639	0,514	—	0,556	0,528
900	0,620	0,472	0,486	0,583	0,528	0,639	0,528	—	—	0,528
950	0,660	0,528	0,542	—	0,542	—	0,542	—	—	0,542
1000	0,660	0,542	0,556	—	0,570	—	0,556	—	—	0,556
1050	0,670	0,556	0,570	—	0,570	—	0,570	—	—	0,570

Примітка: для заліза при температурі 768°C $\alpha \cdot 10^5 = 0,28$ і
при 778°C $\alpha \cdot 10^5 = 0,42$

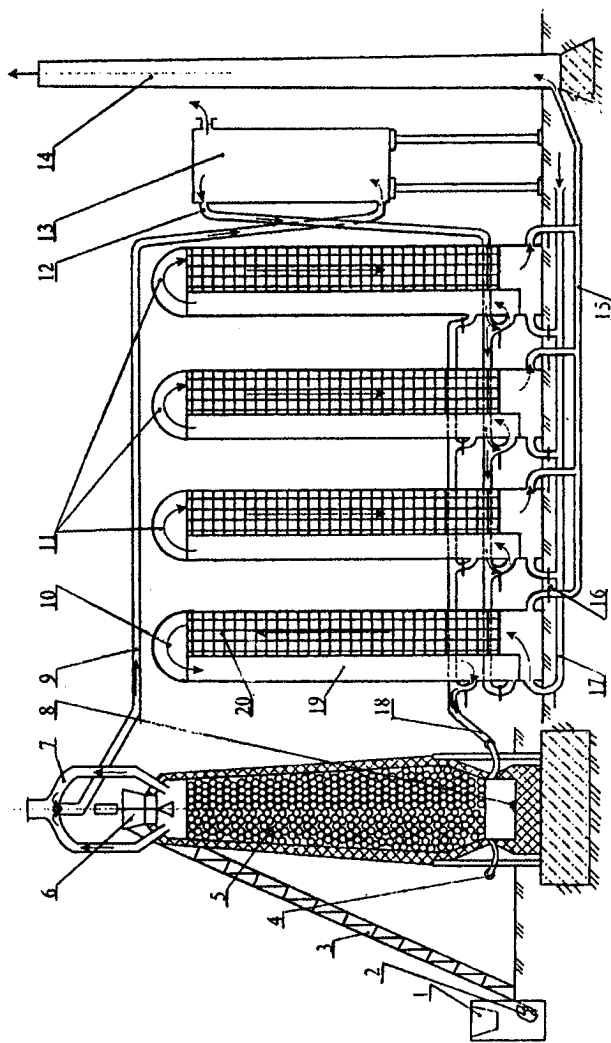


Рис. Д5.1. Схема роботи доменної печі:

1 — бункер; 2 — скіл; 3 — похилый жіст; 4 — кільцевий повітропровід; 5 — доменна піч; 6 — прийомний бункер шихти; 7 — газозвідводи; 8 — вічко для випуску чавуну; 9 — газопровід; 10 — підігрівених повітря на "повітрі"; 11 — підігрівених повітря на "газові"; 12 — газопровід чистого газу; 13 — газоочистка; 14 — димова труба; 15 — боров; 16 — димові клапани; 17 — трубопровід холодного повітря; 18 — трубопровід гарячого повітря; 19 — камера горіння; 20 — насадка

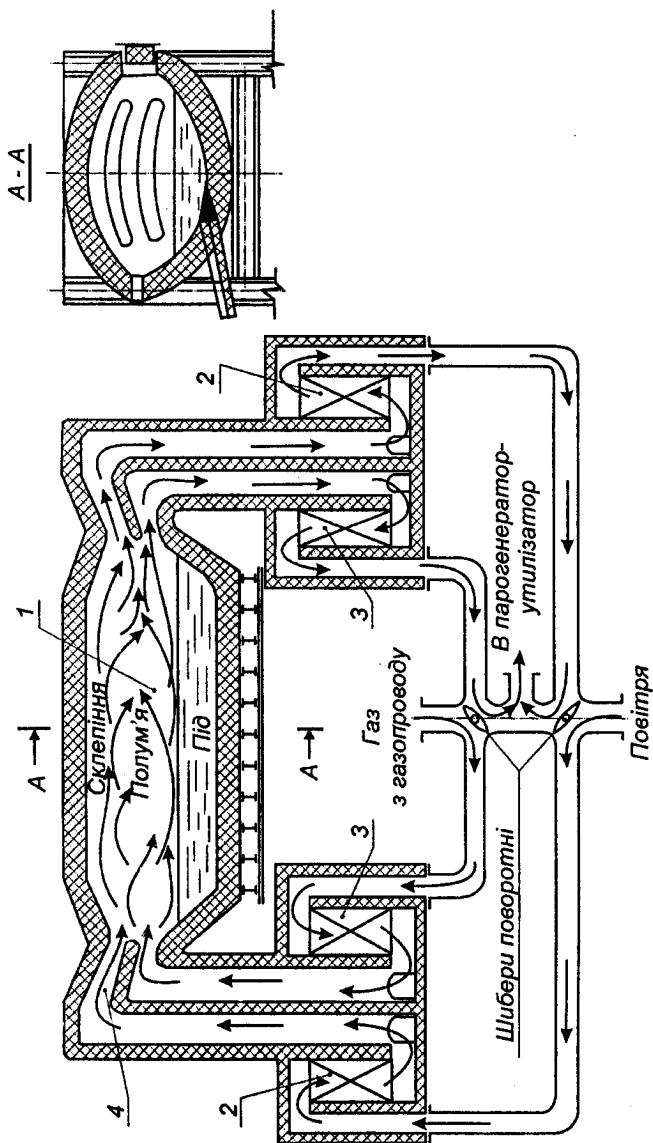


Рис. Д5.2. Схема мартенієвської сталеплавильної печі, що використовує змішаний коксободменний газ:

1 — робочий простір печі; 2 — регенеративні підігрівачи повітря;

3 — регенеративні підігрівачи газу;

4 — головка печі

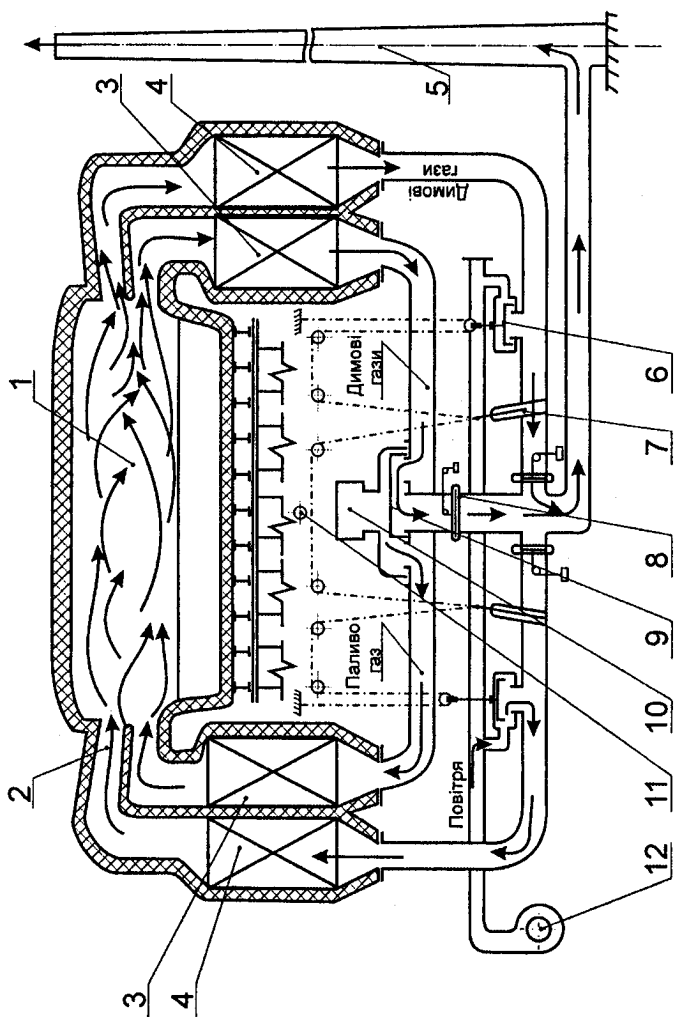


Рис. Д5.3. Схема ванної регенеративної скловарної печі безперервної дії:

1 — робочий простір; 2 — пальники; 3 — регенеративні підігрівачі повітря; 4 — димові газі; 5 — димова труба; 6 — тарільчаті клапани для повітря; 7 — шиберні клапани для димових газів; 8 — допоміжні шибери; 9 — клапан з перекидним кошаком для газу; 10 — газопровід; 11 — механізм управління клапанами; 12 — вентилятор для подачі повітря в піч

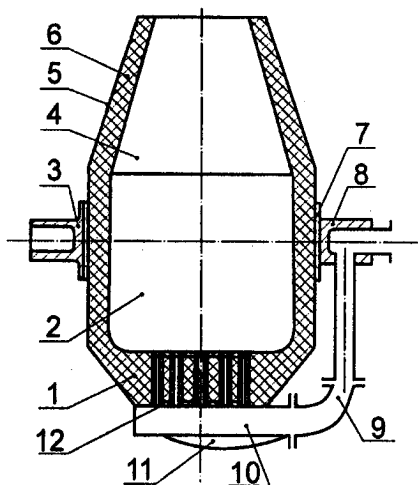


Рис. Д5.4. Вертикальний розріз
бесмерівського конвертора:

- 1 — днище; 2 — циліндрична
частина конвертора; 3 — цапфа,
на яку надівається зубчасте
колесо; 4 — шлем; 5 — кожух;
6 — футеровка; 7 — сталеве
кільце; 8 — пола цапфа;
9 — повітряне коліно;
10 — повітряна коробка; 11 — криш-
ка знімна; 12 — сопла фурм

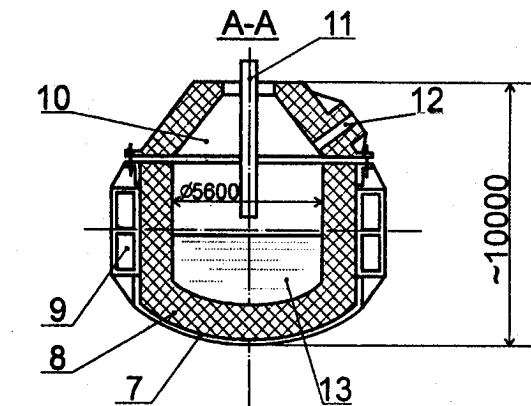
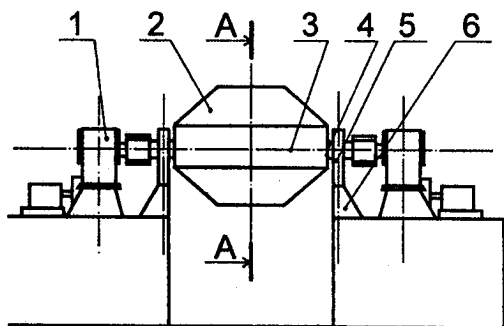


Рис. Д5.5. Установка
конвертора з кисневим
дуттям:

- 1 — привід; 2 — конвертор;
3 — вісь обертання
конвертора; 4 — цапфа;
5 — підшипник; 6 — колона;
7 — кожух; 8 — футеровка;
9 — кільце; 10 — горловина;
11 — водоохолоджувальна
киснева фурма;
12 — лютка; 13 — рідкий
метал

A-A

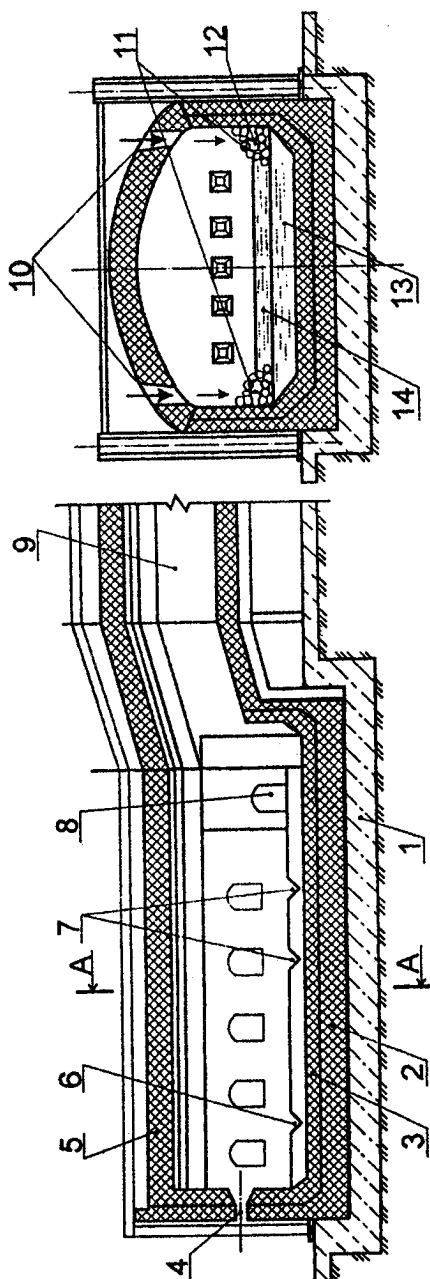


Рис. Д5.6. Плавильна піч з підвісним відбивним склепінням.

1 — фундамент; 2 — динасова кладка поду; 3 — набієка кварцевим піском; 4 — пальники; 5 — підвісне склепіння; 6 — запасне вічко; 7 — вічка (шпуровочні отвори) для штейна; 8 — шлакове вічко; 9 — боров для відхідних газів; 10 — завантаження шихти; 11 — місця інтенсивного плавлення шихти; 12 — схил, створений шихтою; 13 — рідкий штейн; 14 — рідкий шлак

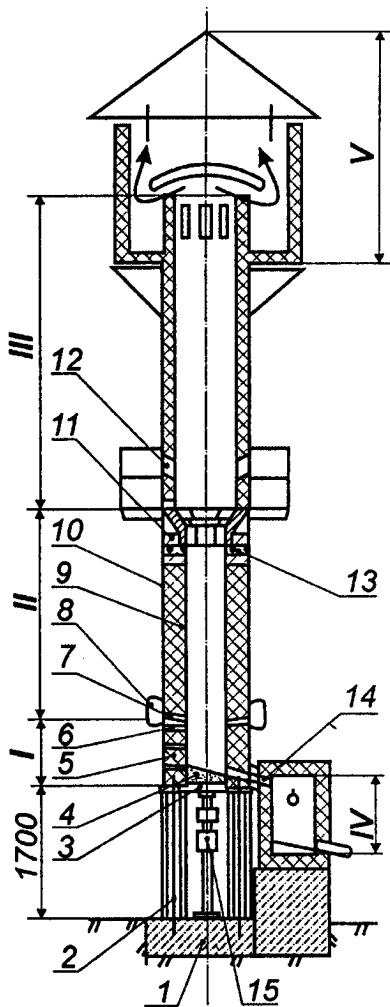


Рис. Д5.7. Вагранка з копильником:

- I — горн; II — шахта; III — труба; IV — копильник; V — іскрогасник;
 1 — фундамент; 2 — опорні колони; 3 — підпорова плита; 4 — днище;
 5 — робоче вікно; 6 — шлакове вічко; 7 — фурма; 8 — повітряна коробка;
 9 — футеровка; 10 — кожух; 11 — пісок; 12 — завалочне вікно;
 13 — чавунні кільця; 14 — чавунне вічко; 15 — домкрат*

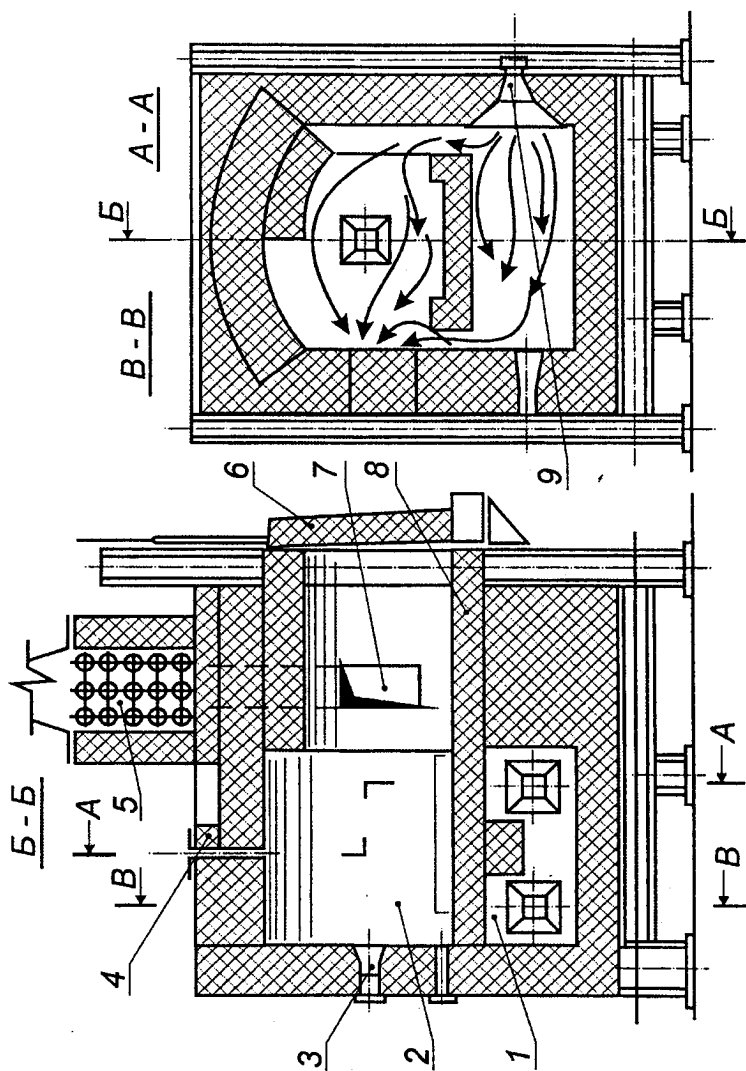


Рис. Д15.8. Камерна термічна піч.

1 — підлодова толка; 2 — робочий простір; 3 — вічко; 4 — термопара; 5 — підігрівник повітря;
6 — заслінка; 7 — димовий канал; 8 — під; 9 — пальник

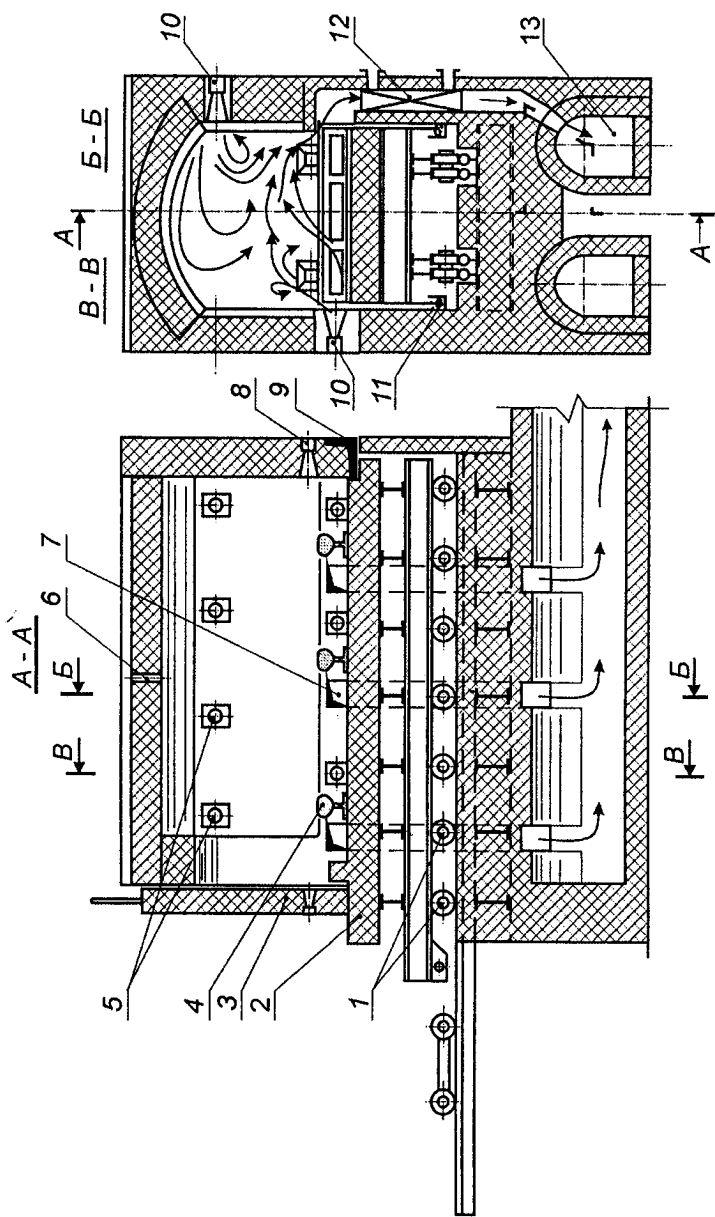


Рис. Д5.9. Піч з висувним подом:

1 — котки для переміщення пода; 2 — висувний під; 3 — заслінка; 4 — підставка; 5 — пальникової тунелі;

6 — отвір для термометри; 7 — димові канали; 8 — вічко; 9 — опорна балка; 10 — пальники;

11 — пісочний затвор; 12 — рекуператор; 13 — борос

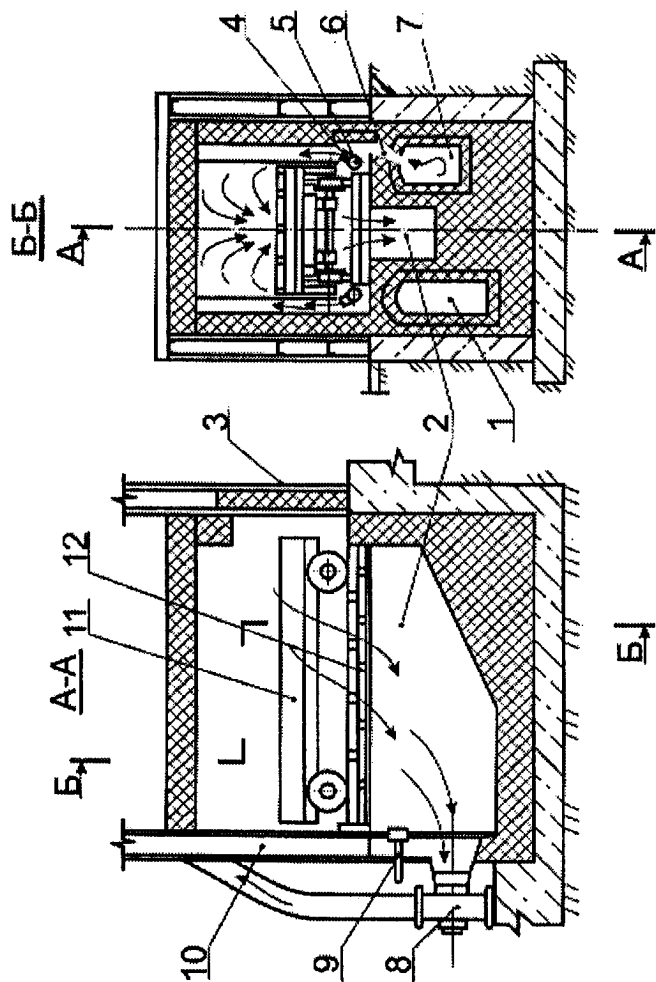


Рис. Д5.10. Камерна сушильня для форм:
 1 — толка; 2 — канал для відведення газів; 3 — заслінка; 4 — солітка; 5 — металевий короб; 6 — отвори в склепінні вогневих каналів; 7 — вогневі канали; 8 — димосос; 9 — шибер; 10 — димова труба; 11 — візок; 12 — чавунні плити з отворами

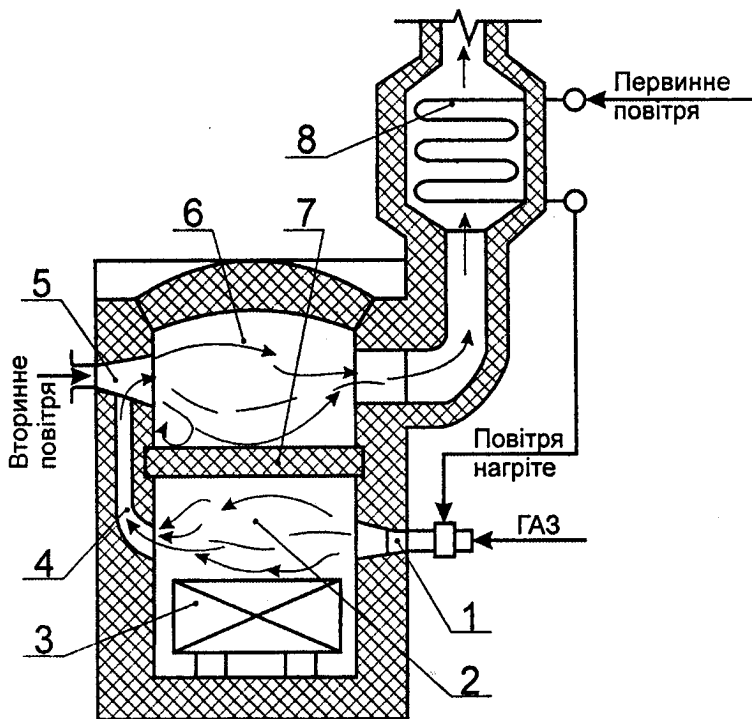


Рис. Д5.11. Принципова схема камерної печі для безоxygenного нагріву:

- 1 — пальник; 2 — робоча камера; 3 — деталь, що нагрівається;
 4 — відвід захисного газу; 5 — подача вторинного повітря;
 6 — камера догорання; 7 — теплопровідне склепіння;
 8 — підігрівник повітря*

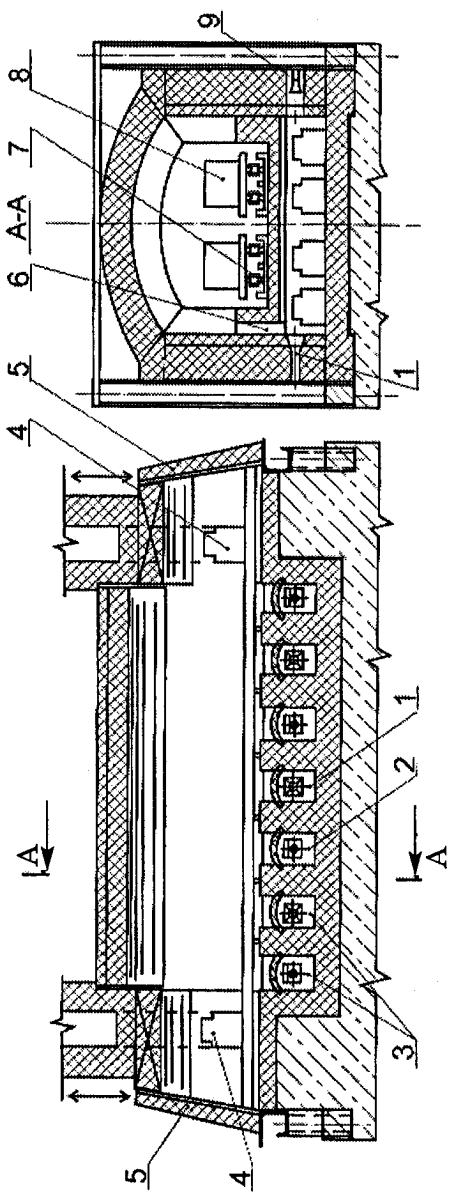


Рис. Д5.12. Прохідна термічна піч:

- 1 — вічко; 2 — пальниковий тунель; 3 — підпорові топки; 4 — димові канали;
 5 — заслінки завантажувального та розвантажувального вікон; 6 — отвір для проходу полум'я;
 7 — подові напрямні з роликками; 8 — піддони; 9 — пальник

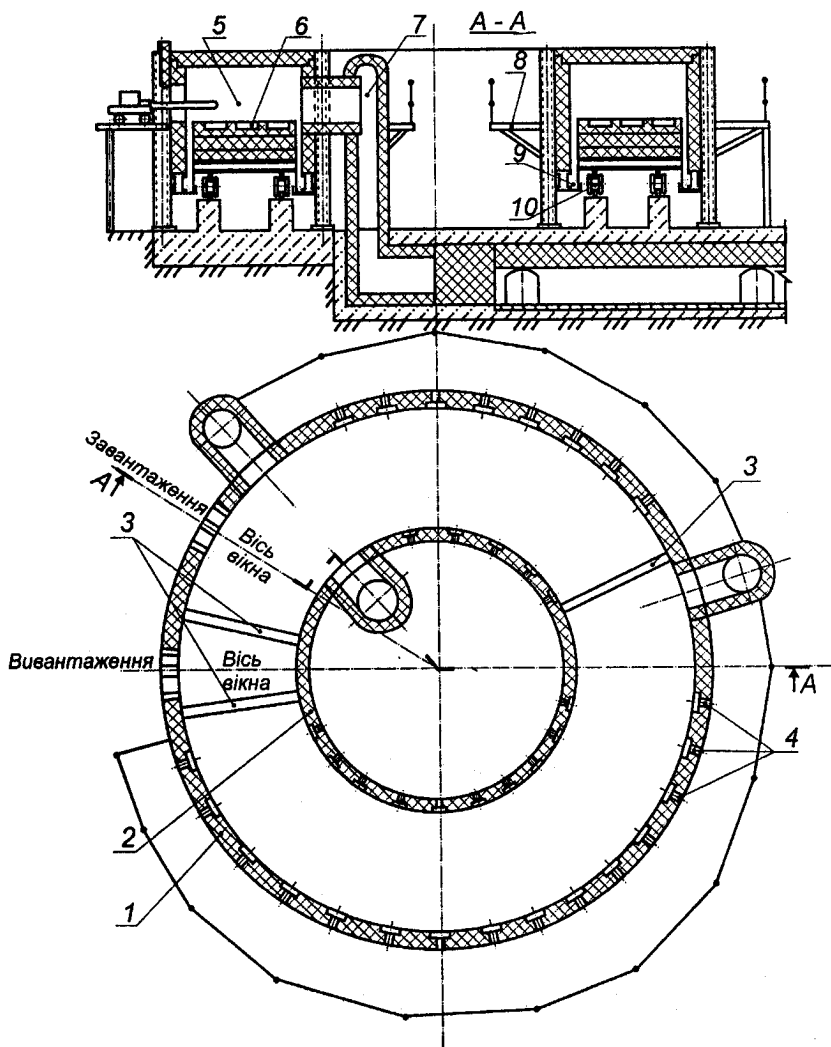


Рис. Д5.13. Кільцева нагрівальна піч:

- 1 — зовнішня стіна; 2 — внутрішня стіна; 3 — перегородки;
- 4 — пальники; 5 — нерухомий кільцевий канал; 6 — кільцевий обертовий під;
- 7 — димовідбір; 8 — площадка для обслуговування печі;
- 9 — затвор; 10 — опорні ролики

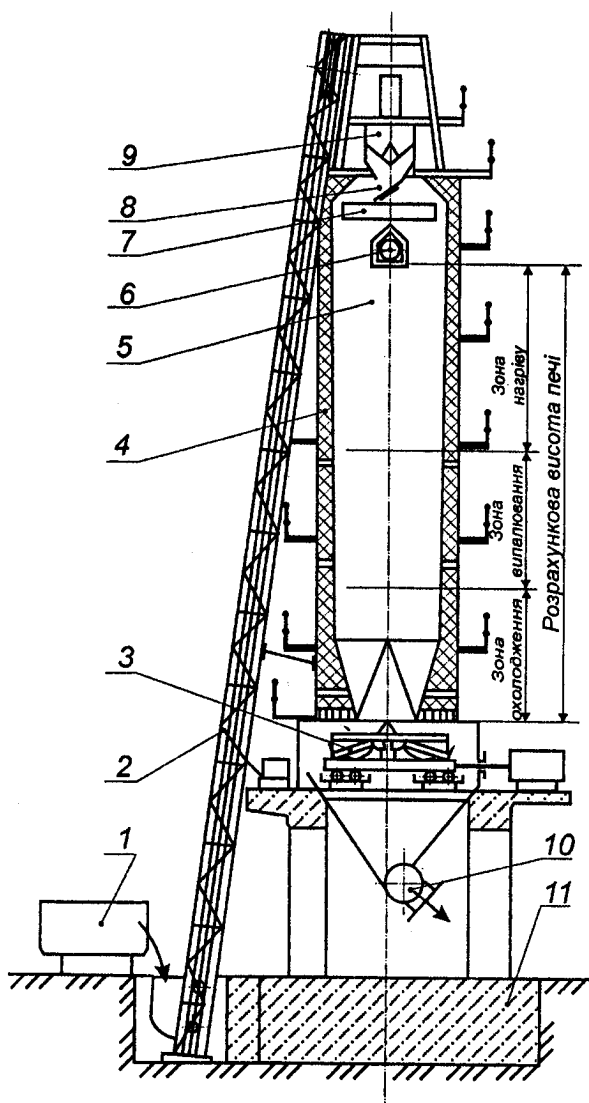


Рис. Д5.14. Шахтна вапняково-випалювальна піч:

1 — вузол приготування шихти; 2 — скіповий підйомник; 3 — розвантажувальний механізм; 4 — футеровка; 5 — шахта; 6 — патрубки для відсмоктування газу; 7 — захисна царга; 8 — розподільний лоток; 9 — бункер для приймання шихти; 10 — механічний затвор; 11 — фундаментна плита

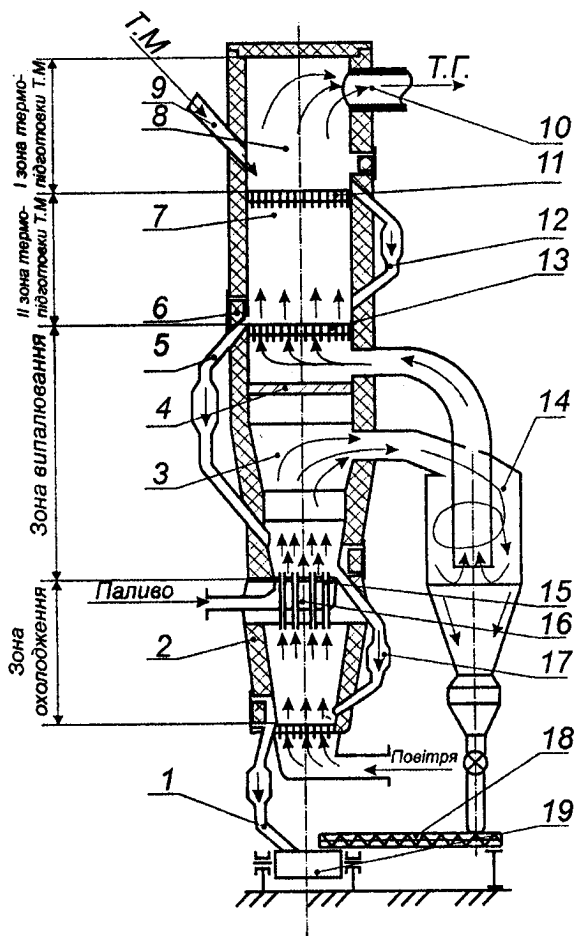


Рис. Д5.15. Вапняково-випалювальна піч киплячого шару:

- 1, 5, 12, 17 — зовнішнє переточне обладнання; 2 — охолоджувач;
 3, 7, 8 — камери печі; 4 — суцільна перегородка; 6 — люк; 9 — завантажувальний патрубок; 10 — патрубок для відведення газів; 11, 13, 15 — газорозподільчі решітки; 14 — циклон; 16 — газопальникове обладнання;
 18 — шнек; 19 — конвеєр вапна

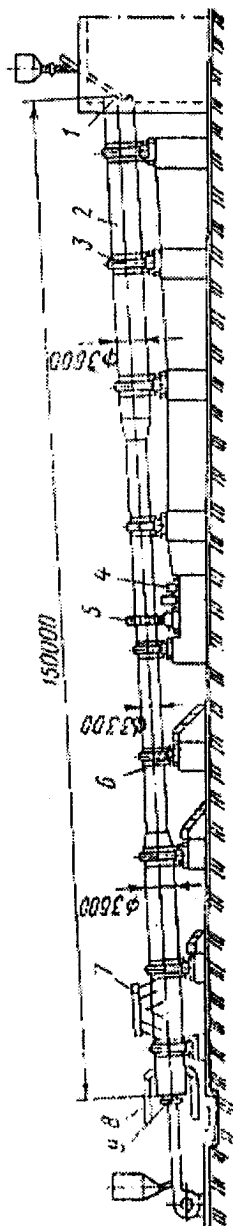


Рис. Д5.16. Обертова піч для випалювання цементного клінкеру:
 1 — подача шламу; 2 — ділянка ланцюгової завіси; 3 — бандажі; 4 — приєд; 5 — шестерня;
 6 — упорний ролик; 7 — зрошувальна установка; 8 — холодильник; 9 — головка печі

Список використаної літератури

1. Бельский В.И., Сергеев Б.В. Промышленные печи и трубы: Уч. пособие для техникумов. — М.: Стройиздат, 1974.—301 с.
2. Глинков М.А. Основы общей теории печей. — М.: Металлургиздат, 1962.—575 с.
3. Исламов М.Ш. Печи химической промышленности. — М.: Химия, 1975.—432 с.
4. Ключников А.Д. Теплотехническая оптимизация топливных печей. — М.: Энергия, 1974.—343 с.
5. Ключников А.Д. Энергетика теплотехнологии и вопросы энергосбережения. — М.: Энергоатомиздат, 1986.—128 с.
6. Кривандин В.А., Марков Б.Л. Металлургические печи. — М.: Металлургия, 1977.—463 с.
7. Куперман Л.И., Романовский С.А., Сидельковский Л.Н. Вторичные энергоресурсы и энерготехнологическое комбинирование в промышленности. — К.: Высш. шк., 1986.—303 с.
8. Лабай В.Й. Тепломасообмін: Підручник для ВНЗ.— Львів: Тріада Плюс, 1998.—260 с.
9. Лившиц Б.Г., Крапошин В.С., Линецкий Я.Л. Физические свойства металлов и сплавов/ Под ред. Б.Г. Лившица. — М.: Металлургия, 1980.—320 с.
10. Марочник сталей и сплавов/ В.Г. Сорокин, А.В. Волосникова, С.А. Вяткин и др.; Под общ. ред. В.Г. Сорокина. — М.: Машиностроение, 1989.—640 с.
11. Металлургические печи. Часть I./ Д.В. Будрин, М.А. Глинков, М.В. Канторов, М.А. Кузьмин, Л.А. Плотников, И.Д. Семикин, С.Г. Тройб; Под ред. М.А. Глинкова. — М.: Металлургиздат, 1963.—440 с.
12. Металлургические печи. Часть II./А.И. Ващенко, М.А. Глинков, Б.И. Китаев, Н.Ю. Тайц; Под ред. М.А. Глинкова. — М.: Металлургиздат, 1964.— 343 с.
13. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи.— М.: Энергия, 1977.—343 с.
14. Огнетехнические установки и топливоснабжение: Учеб. пособие/А.П. Несенчук, В.Н. Романюк, В.А. Седнин, Ю.А. Малевич.— Минск: Высшейш. шк., 1982.—318 с.

15. **Перелетов И.И.** Материальные и тепловые балансы промышленных огнетехнических процессов и установок: Конспект лекций.— М.: Моск. энерг. ин-т, 1978.—51 с.
16. **Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / А.М. Бакластов, Б.П. Голубев и др.; Под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина.**—М.: Энергоатомиздат, 1983.—552 с. (Теплоэнергетика и теплотехника).
17. **Семененко Н.А.** Организация теплоиспользования и энерготехнологическое комбинирование в промышленной огнетехнике. — М.: Энергия, 1976.—280 с.
18. **Скворцов А.А., Акименко А.Д., Кузелев М.Я.** Нагревательные устройства.— М.: Высш. шк., 1965.—443 с.
19. **Справочник теплоэнергетика предприятий цветной металлургии / Под ред. О.Н. Багрова и З.Л. Берлина.**— М.: Металлургия, 1982.—456 с.
20. **Табунщиков Н.П.** Производство извести. — М.: Химия, 1974.—240 с.
21. **Тебеньков Б.П.** Рекуператоры для промышленных печей.— М.: Металлургия, 1975.—290 с.
22. **Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / Под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина.**—М.: Энергоатомиздат, 1982.— 624 с. (Теплоэнергетика и теплотехника).
23. **Теплотехнический справочник / Под ред. В.Н. Юренева и П.Д. Лебедева.** — Т. 1. — М.: Энергия, 1975.—744 с.
24. **Теплотехнический справочник. /Под общ. ред. В.Н. Юренева и П.Д. Лебедева.** — Т. 1.— М.: Энергия, 1976.—896 с.
25. **Троянкин Ю.В.** Проектирование и эксплуатация огнетехнических установок: Учеб. пособие.— М.: Энергоатомиздат, 1988.— 256 с.
26. **Физические свойства сталей и сплавов, применяемых в энергетике: Справочник / Под ред. Б.Е. Неймарка.**— М.: Энергия, 1967.—240 с.
27. **Филипьев О.В.** Промышленные печи и газовое хозяйство заводов.— К.: Высш. шк., 1976.—240 с.
28. **Филипьев О.В.** Теплообменные устройства печных установок. — К.: Высш. шк., 1978.—200 с.

29. Хзмаян Д.М., Каган Я.А. Теория горения и топочные устройства.—М.: Энергия, 1976.—488 с.

30. Частухин В.И., Частухин В.В. Топливо и теория горения: Учеб. пособие. — К.: Высш. шк. 1989.—223 с.

31. Щукин А.А. Промышленные печи и газовое хозяйство заводов: Учебник.—М.: Энергия, 1973.—224 с.

ЗМІСТ

Частина друга

Передмова	3
Розділ 10. Енергетичне удосконалення паливних вискотемпературних установок	5
10.1. Критерії ефективності енерговикористання у ВУ	5
10.2. Варіанти використання вторинних енергоресурсів вискотемпературних установок	7
10.3. Порівняльна оцінка варіантів використання теплоти технологічних газів	10
10.4. Основи регенеративного тепловикористання	15
10.4.1. Основні положення	15
10.4.2. Економія палива при нагріванні повітря	17
10.4.3. Техніко-економічні та експлуатаційні межі регенеративного нагріву повітря	19
10.4.4. Автономний вискотемпературний нагрів повітря	21
10.4.5. Хімічна регенерація теплоти	23
10.4.6. Попередній нагрів відхідними газами технологічних матеріалів	25
Розділ 11. Регенератори та рекуператори для нагрівання повітря та газу	57
11.1. Раціональні рівні нагріву повітря	57
11.2. Керамічні регенеративні підігрівники повітря	58
11.3. Керамічні рекуперативні підігрівники повітря	64
11.4. Металеві рекуперативні підігрівники повітря	68

11.4.1.	Умови роботи металу при високих температурах.68
11.4.2.	Теплотехнічні умови надійної та ефективної роботи металевих рекуператорів.70
11.4.3.	Інтенсифікація відведення теплоти від металевої стінки рекуператора.	75
11.4.4.	Конструкції та схеми включення металевих рекуператорів.77
Розділ 12.	Парогенератори на відхідних технологічних газах83
12.1.	Напрямки використання теплоти технологічних газів83
12.2.	Класифікація парогенераторів на відхідних газах84
12.3.	Напрямки використання пари85
12.4.	Низькотемпературні парогенератори на відхідних газах87
12.5.	Високотемпературні парогенератори на відхідних газах93
12.6.	Парогенератори кисневих конверторів96
Розділ 13.	Примусове охолодження, використання шлаків та теплоти технологічних продуктів99
13.1.	Призначення примусового охолодження. Теплоносії та їх застосування99
13.2.	Конструкції елементів примусового випарного охолодження105
13.3.	Використання шлаків107
13.4.	Використання теплоти технологічних продуктів109
Розділ 14.	Комбіноване енерготехнологічне тепловикористання112
Додатки117
Список використаної літератури147

Навчальне видання

ТКАЧЕНКО Олег Олександрович

Високотемпературні процеси та установки

У двох частинах

Частина друга

2-ге видання

Затверджено

*Міністерством освіти і науки України
як підручник для студентів вищих навчальних закладів*

Відповідальний за випуск *І. Подолін*
Художник *П. Починок*

Підписано до друку 14.01.2008. Формат 60х90/16. Папір офсетний.
Гарнітура Таймс. Друк офсетний. Умов. друк. арк. 10,0.
Тираж 1700 прим. Зам. №1900/01.

ТОВ Видавництво «Ранок». Свідоцтво ДК №279 від 13.12.2000.
61071, м. Харків, вул. Кібальчича, 27, к. 135.

Адреса редакції: 61145, м. Харків, вул. Космічна, 21а.
Тел. (057) 719-48-65, тел./факс (057) 719-58-67.
Для листів: 61045 Харків, а/с 3355.
E-mail: office@ranok.kharkov.ua

Віддруковано з готових діапозитивів у ТОВ «Навчальний друк»,
62300, Харківська обл., м. Дергачі, вул. Петровського, 163а.
Свідоцтво про держреєстрацію: серія ХК № 58 від 10.06.2002 р.