

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ**



Ю.О. Гічов

**ВТОРИННІ ЕНЕРГОРЕСУРСИ
ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ
Частина I**

Дніпропетровськ НМетАУ 2012

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ**

Ю.О. Гічов

**ВТОРИННІ ЕНЕРГОРЕСУРСИ
ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ
Частина I**

Затверджено на засіданні Вченої ради академії
як конспект лекцій. Протокол №1 від 30.01.2012

Дніпропетровськ НМетАУ 2012

УДК 669.1(07)

Гічов Ю.О. Вторинні енергоресурси промислових підприємств. Частина I:
Конспект лекцій: Дніпропетровськ: НМетАУ, 2012. – 56 с.

Наведено загальні відомості про вторинні енергоресурси (ВЕР), дана характеристика основним напрямкам використання ВЕР і представлений розділ про використання ВЕР в коксохімічному виробництві.

Розглянуто методику і наведений приклад повірного теплового розрахунку водотрубного котла-утилізатора.

Призначений для студентів напряму 6.050601 – теплоенергетика.

Іл 8. Бібліогр.: 7 найм.

Відповідальний за випуск М.В. Губинський, д-р техн. наук, проф.

Рецензенти: В.О. Габринець, д-р техн. наук, проф. (ДНУЗТ)

О.О. Єрьомін, канд. техн. наук, доц. (НМетАУ)

© Національна металургійна академія
України, 2012

© Гічов Ю.О., 2012

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВТОРИННІ ЕНЕРГОРЕСУРСИ.....	5
1.1 Визначення та джерела ВЕР.....	5
1.2 Класифікація ВЕР.....	6
1.3 Значення ВЕР в чорній металургії.....	7
2 ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ.....	9
2.1 Використання горючих ВЕР в якості палива.....	9
2.2 Використання теплоти відхідних газів в котлах-утилізаторах.....	10
2.2.1 Загальні відомості і класифікація котлів-утилізаторів.....	10
2.2.2 Газотрубні конвективні котли-утилізатори.....	12
2.2.3 Водотрубні конвективні котли-утилізатори.....	14
2.2.4 Охолоджувачі конвертерних газів (ОКГ).....	17
2.3 Системи випарного охолодження (СВО).....	20
2.3.1 Особливості і перевага СВО в порівнянні з водяним охолодженням.....	20
2.3.2 Класифікація, конструкції і характеристика СВО металургійних печей.....	23
3 ВТОРИННІ ЕНЕРГОРЕСУРСИ КОКСОХІМІЧНОГО ВИРОБНИЦТВА.....	25
3.1 Тепловий баланс процесу коксування і загальна характеристика ВЕР коксохімічного виробництва.....	25
3.2 Утилізація теплоти розпеченого коксу.....	27
3.3 Утилізація фізичної теплоти прямого коксового газу та продуктів згорання опалювального газу.....	29
4 ПРИКЛАД ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ КОТЛА-УТИЛІЗАТОРА.....	30
ЛІТЕРАТУРА.....	47
ДОДАТКИ.....	48

ВСТУП

Використання вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) є одним з основних напрямів енергозбереження та економії паливно-енергетичних ресурсів в усіх сферах господарства, в тому числі і в промисловості. Особливо це стосується найбільш енергоємних галузей промисловості, в яких використання ВЕР може виявитися кардинальним або навіть єдиним способом зниження споживання енергії.

У числі енергоємних галузей виділяється чорна металургія, кінцевий продукт якої (прокат) вимагає з урахуванням всіх переділів $1,2 \div 1,8$ т умовного палива на 1 т прокату.

Частка ВЕР чорної металургії складає близько 85% від загального виходу ВЕР в промисловості. Решта 15% припадають на машинобудування, хімічну і нафтохімічну промисловості, промисловість будівельних матеріалів та інших галузей.

Даний конспект призначений для студентів спеціальності 7.05060101 – теплоенергетика і включає виклад наступних питань:

- оцінка та аналіз ВЕР в різних технологічних процесах;
- вибір пріоритетних напрямків використання ВЕР в тому чи іншому технологічному процесі;
- вибір і розрахунок теплоутилізаційного обладнання;
- прийняття проектно-конструкторських рішень при розміщенні теплоутилізаційного обладнання в технологічних цехах промислових підприємств.

Дисципліна «Вторинні енергоресурси промислових підприємств» тісно взаємопов'язана з рядом інших дисциплін, що читаються за спеціальністю 7.05060101 – теплоенергетика: «Паливо та його спалювання», «Котельні установки», «Нагнітачі і теплові двигуни», «Джерела теплопостачання» та інші.

Конспект лекцій складений відповідно до робочої програми і навчальним планом дисципліни «Вторинні енергоресурси промислових підприємств». Матеріал, викладений в конспекті, може бути використаний при виконанні науково-дослідних робіт студентів, курсових проектів, випускних робіт бакалаврів, дипломних проектів спеціалістів та випускних робіт магістрів.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВТОРИННІ ЕНЕРГОРЕСУРСИ

1.1 Визначення та джерела ВЕР

Вторинні енергоресурси (ВЕР) – енергія, укладена в основних або побічних продуктах технологічного процесу, яку неможливо використовувати в даному технологічному процесі, але можна частково або повністю використовувати в іншому технологічному процесі.

Наприклад, виробництво чавуну в доменній печі є джерелом наступних ВЕР:

- теплота основного продукту (чавуну), температура чавуну на випуску з печі $t_q^{вин} = 1350 \div 1400^\circ\text{C}$;

- енергія побічних продуктів

 - теплота шлаку, температура шлаку на випуску $t_{шл}^{вин} = 1450 \div 1550^\circ\text{C}$;

 - фізична теплота доменного газу, температура доменного газу на колошнику $t_{0.2}^{кол} = 150 \div 350^\circ\text{C}$;

 - хімічна енергія доменного газу, теплота згорання доменного газу $Q_n^p = 3 \div 5 \text{ МДж/м}^3$;

 - надлишковий тиск доменного газу, тиск доменного газу на колошнику $p_{0.2}^{кол} \leq 0,25 - 0,35 \text{ МПа}$;

 - теплота охолоджувача елементів конструкції доменної печі (нагріта вода при водяному охолодженні або пар при випарному охолодженні).

Слід підкреслити, що до ВЕР відноситься саме та енергія продуктів технологічного процесу, яку неможливо використовувати в даному технологічному процесі і слід утилізувати (корисно використовувати) в іншому технологічному процесі. Використання ВЕР по технічній термінології є **утилізація**. У тому випадку, якщо енергія продуктів технологічного процесу повертається в той же технологічний процес, то це **рекуперація** (повернення).

Джерелами ВЕР чорної металургії є:

- процеси підготовки залізорудної сировини (агломерація і огрудкування залізорудного концентрату), коксування вугілля, випал вапняку, виробництво вогнетривів і феросплавів;

- процеси виробництва чавуну в доменній печі і позадоменні процеси отримання заліза;

- сталеплавильні процеси (мартенівський, киснево-конвертерний, електросталеплавильний);

- процеси розливання, кристалізації, нагріву і прокатки металу.

1.2 Класифікація ВЕР

Можливі різні варіанти класифікації ВЕР, наприклад, за технологічною приналежністю (ВЕР доменного виробництва, сталеплавильного, прокатного), однак найбільш доцільною є класифікація за видом енергії, укладеної в продуктах технологічного процесу.

По виду енергії, укладеної в продуктах технологічного процесу, ВЕР поділяють на 3 групи:

1. Паливні (горючі) ВЕР – продукти технологічного процесу, які включають горючі компоненти, що дозволяє використовувати їх в якості палива. У чорній металургії до горючих ВЕР відносять:

- горючі гази технологічних процесів (коксовий, доменний, конвертерний, феросплавний);
- коксові відсівки коксохімічного виробництва.

2. Теплові ВЕР – продукти технологічного процесу, які мають температури на виході з технологічної печі або агрегату, значно перевищуючи температуру навколишнього середовища, тобто володіють надлишковою фізичною теплотою. У чорній металургії до теплових ВЕР належать:

- фізична теплота основних продуктів технологічних процесів (агломерат, обкотиші після випалу, вапно, кокс, чавун, сталь, прокат);
- фізична теплота металургійних шлаків (доменного, мартенівського, конвертерного, електросталеплавильного);
- фізична теплота відхідних газів технологічних печей і агрегатів (агломераційні, гази випалювальних печей, коксовий, доменний, мартенівський, конвертерний, електросталеплавильний, феросплавний, відхідні гази нагрівальних пристроїв прокатних цехів);
- теплота охолоджувача елементів конструкцій технологічних печей і агрегатів, що працюють при високих температурах: нагріта вода при водяному охолодженні, пар при випарному охолодженні, нагріте повітря при повітряному охолодженні.

3. ВЕР надлишкового тиску – гази технологічних печей і агрегатів, що працюють під тиском, вище атмосферного.

1.3 Значення ВЕР в чорній металургії

Значення ВЕР в енергозабезпеченні підприємств чорної металургії полягає в наступному:

1. У великому питомому (на одиницю продукції) виході ВЕР, що зумовлено, з одного боку, великою витратою палива на одиницю продукції, а, з іншого боку, невисоким коефіцієнтом використання палива в металургійних печах і агрегатах.

У більшості металургійних печей і агрегатах коефіцієнт використання палива складає близько 30%, тобто інші 70% енергії палива є потенційними ВЕР. Наприклад, якщо питома витрата палива на 1 тону прокату з урахуванням всіх переділів становить 1,5 т умовного палива, то потенційний питомий вихід ВЕР складе: $1,5 \times 0,7 = 1,05$ т умовного палива на одну тону прокату.

2. У великому обсязі металургійного виробництва, а отже, і в великому виході ВЕР. В Україні це по 20-25 млн. т чавуну, сталі і прокату.

3. У високотемпературності металургійних процесів і, як наслідок, у високій температурі продуктів технологічних процесів на виході: агломерація, випал обкотишів, випал вапняку і коксування відбуваються при температурі близько 1000°C , температури в доменній печі і в сталеплавильних агрегатах перевищують 1600°C , температура нагріву металу при прокатці становить близько 1000°C .

4. У великому питомому виході горючих (паливних) ВЕР: на частку паливних ВЕР припадає близько 70% від загального виходу ВЕР в чорній металургії.

Основною характеристикою ВЕР в тому чи іншому технологічному процесі є питомий вихід ВЕР, який визначається добутками:

для рідких і твердих продуктів

$$q_{\text{ВЕР}}^m = m_{\text{ВЕР}} \cdot \Pi_{\text{ВЕР}}, \text{ кДж/т основного продукту}; \quad (1.1)$$

для газоподібних продуктів

$$q_{\text{ВЕР}}^v = v_{\text{ВЕР}} \cdot \Pi_{\text{ВЕР}}, \text{ кДж/т основного продукту}. \quad (1.2)$$

де $m_{\text{ВЕР}}$ та $v_{\text{ВЕР}}$ – питомий вихід продуктів на одиницю основного продукту, відповідно, кг або м^3 на тону основного продукту;

$\Pi_{\text{ВЕР}}$ – потенціал ВЕР, який в залежності від виду ВЕР визначається таким чином:

- для горючих ВЕР:

$$\Pi_{\text{ВЕР}}^{\Gamma} = Q_{\text{н ВЕР}}^p, \quad (1.3)$$

тут $Q_{\text{н ВЕР}}^p$ – теплота згорання горючого ВЕР;

- для теплових ВЕР у вигляді різниці ентальпій:

$$\Pi_{\text{ВЕР}}^T = i_{\text{ВЕР}, t_{\text{вих}}}^{\text{менл}} - i_{\text{ВЕР}, t_0}^{\text{менл}}, \quad (1.4)$$

тут $i_{\text{ВЕР}, t_{\text{вих}}}^{\text{менл}}, i_{\text{ВЕР}, t_0}^{\text{менл}}$ – ентальпії теплових ВЕР, відповідно, при температурі виходу $t_{\text{вих}}$ (з технологічної печі або агрегату) і температурі навколишнього середовища t_0 ;

- для ВЕР надлишкового тиску у вигляді різниці ентальпій при адіабатному розширенні газу:

$$\Pi_{\text{ВЕР}}^{\text{надл}} = i_{\text{ВЕР}, p_{\text{вих}}}^{\text{надл}} - i_{\text{ВЕР}, p_0}^{\text{надл}}, \quad (1.5)$$

тут $i_{\text{ВЕР}, p_{\text{вих}}}^{\text{надл}}, i_{\text{ВЕР}, p_0}^{\text{надл}}$ – ентальпії газу, відповідно, при тиску на виході $p_{\text{вих}}$ (з технологічної печі або агрегату) і тиску навколишнього середовища p_0 .

Розподіл ($\varepsilon_{\text{ВЕР}}$) і можливий ступінь використання ВЕР ($\eta_{\text{ВЕР}}$) в окремих металургійних виробництвах:

<i>Найменування виробництва</i>	$\varepsilon_{\text{ВЕР}}, \%$	$\eta_{\text{ВЕР}}, \%$
Коксохімічне	41	90
Доменне	37	85
Сталеплавильне	15	60
Прокатне	7	40
	100%	Середньозважена величина – 80,2%

$\varepsilon_{\text{ВЕР}}$ – частка ВЕР даного виробництва в загальному обсязі ВЕР чорної металургії;

$\eta_{\text{ВЕР}}$ – можливий ступінь використання ВЕР на сучасному рівні техніки.

Фактична ступінь використання ВЕР не перевищує 40-50% з наступних причин:

- відсутність утилізаційного обладнання на технологічних печах і агрегатах (ступінь забезпеченості утилізаційних обладнань не перевищує 50%);
- невисока ефективність утилізаційного обладнання внаслідок зносу і недостатньо кваліфікованого обслуговування;
- втрати ВЕР (доменного газу, пари випарного охолодження та ін.);

- відсутність технічних рішень по використанню ряду ВЕР (низькопотенціальних теплових ВЕР менше 300°C, теплоти конвертерного газу, доменного шлаку та ін.);
- необхідність використання ВЕР в поєднанні із захистом навколишнього середовища, що значно ускладнює і здорожує рішення технічної задачі.

2 ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ

У чорній металургії можна виділити три основні напрямки використання ВЕР:

1. Використання горючих ВЕР в якості палива.
2. Використання теплоти відхідних газів технологічних печей і агрегатів для вироблення пари або нагрітої води в котлах-утилізаторах (КУ).
3. Застосування систем випарного охолодження (СВО), що дозволяє отримати при охолодженні елементів конструкцій печей і агрегатів насичений пар.

Ці напрямки є основними з наступних причин:

- на їх частку припадає максимальне вироблення енергетичної продукції (нагрітої води, пари, електроенергії) при використанні ВЕР;
- стосуються практично всіх переділів металургійного виробництва;
- є основними напрямками використання ВЕР для інших галузей промисловості.

2.1 Використання горючих ВЕР в якості палива

Основні характеристики паливних газоподібних ВЕР чорної металургії:

<i>Найменування газу</i>	$\bar{Q}_n^p, \text{ МДж/м}^3$	<i>Основний горючий компонент</i>
Коксовий	< 17	$\text{CH}_4 \approx 25\%, \text{H}_2 \approx 60\%$
Доменний	~ 4	$\text{CO} \approx 30\%$
Конвертерний	~ 9	$\text{CO} \leq 90\%$
Феросплавний	~ 7	$\text{CO} \approx 70\%$

Основне значення використання горючих ВЕР полягає в наступному:

- економія пошуного палива, що надходить на підприємство з боку, що знижує собівартість металургійної продукції;
- можливість утворення горючих сумішей з теплотою згорання, найбільш прийнятною для того чи іншого технологічного процесу: коксодоменна, природнодоменна, природнококсова, природно-кокс-доменна.

Економія палива від застосування горючих ВЕР визначається за формулою:

$$B_{E,VER}^{\Gamma} = \frac{Q_{VER}^{\Gamma}}{Q_{VII}} \cdot \frac{\eta_1}{\eta_2}, \text{ кг у.п.}, \quad (2.1)$$

де Q_{VER}^{Γ} – теплота горючих ВЕР, що використовуються за розрахунковий період (декада, місяць, квартал, рік);

Q_{VII} – теплота згорання умовного палива, $Q_{VII} = 29,3$ МДж/кг;

η_1 – коефіцієнт використання палива (КВП) в паливовикористовуючому агрегаті при роботі на горючому ВЕР;

η_2 – КВП використовує паливо агрегату при роботі на заміщеному паливі.

Теплота горючих ВЕР, використаних за розрахунковий період, визначається добутком:

$$Q_{VER}^{\Gamma} = V_{VER}^{\Gamma} \cdot Q_{n,VER}^p, \quad (2.2)$$

де V_{VER}^{Γ} – кількість горючого газу, використаного за розрахунковий період:

$$V_{VER}^{\Gamma} = M_{II} \cdot \nu_{VER}^{\Gamma}, \quad (2.3)$$

тут M_{II} – вихід основного продукту;

ν_{VER}^{Γ} – питомий вихід горючого ВЕР на одиницю основного продукту;

З урахуванням виразу (2.2) і $\frac{1}{29,3} = 0,0341$ формула (2.1) приймає вигляд:

$$B_{E,VER}^{\Gamma} = 0,0341 \cdot V_{VER}^{\Gamma} \cdot Q_{n,VER}^p \cdot \frac{\eta_1}{\eta_2}; \quad (2.4)$$

2.2 Використання теплоти відхідних газів в котлах-утилізаторах

2.2.1 Загальні відомості і класифікація котлів-утилізаторів

Котли-утилізатори – теплоутилізаційні установки, що призначені для вироблення пари чи нагрітої води шляхом використання теплоти відхідних газів технологічних печей і агрегатів.

Велика різноманітність конструкцій, характеристик і призначень котлів-утилізаторів робить доцільним їхню класифікацію. У принципі класифікація котлів-утилізаторів не відрізняється від звичайних паливних котлів, але має ряд своїх особливостей.

Як основні варіанти класифікації можна виділити наступні:

а) У залежності від виду одержуваного теплоносія котли-утилізатори розділяються на водогрійні, парові і пароводогрійні, причому, парові котли можуть бути як з виробленням насиченої, так і перегрітої пари.

б) У залежності від виду теплоносія, що проходить по трубах поверхонь нагрівання, котли-утилізатори розділяються на газотрубні, тобто по трубах проходять відхідні гази і водотрубні, у трубах проходять вода, пароводяна суміш чи пара.

в) В залежності від способу циркуляції пароводяної суміші у випарних поверхнях нагрівання котли-утилізатори розділяються на котли з природною циркуляцією, багаторазової примусової і без циркуляції, тобто прямоточні. Можлива також і комбінована циркуляція.

г) У залежності від температури відхідних газів, що надходять до котла-утилізатора, вони розділяються на низькотемпературні (з температурою газів до 800-900°C, короткочасно до 1100°C) і високотемпературні при температурі відхідних газів понад 1100-1200°C.

д) У залежності від величини параметрів пари, що одержується, котли-утилізатори розділяються на котли-утилізатори низьких параметрів (тиск пари до 1,4МПа, температура перегрітої пари до 280-300°C), підвищених параметрів (відповідно, до 4,5 МПа і 450°C) і високих параметрів (до 10-14 МПа і 500-550°C).

е) У залежності від конструкцій поверхонь нагрівання, обумовлених температурою відхідних газів, котли-утилізатори розділяються на конвективні, радіаційні і радіаційно-конвективні.

ж) У залежності від конфігурації газоходу, у якому розміщаються поверхні нагрівання, котли-утилізатори розділяються на вертикальні, горизонтальні, П-подібні, а також Г-подібні, U-подібні й інших конфігурацій.

На підприємствах чорної металургії й інших галузей промисловості можна виділити як основні три типи котлів-утилізаторів:

а) Газотрубні конвективні котли паропродуктивністю 3 ÷ 30 т/год.

б) Водотрубні конвективні котли паропродуктивністю 12 ÷ 50 т/год.

в) Водотрубні радіаційно-конвективні і радіаційні котли-утилізатори – охолоджувачі конвертерних газів (ОКГ) з максимальною паропродуктивністю 130 ÷ 370 т/год при середній паропродуктивності, відповідно, 30 ÷ 80 т/год.

Незважаючи на порівняно невисокі паропродуктивності окремих котлів-утилізаторів у порівнянні, наприклад, з енергетичними котлами, сумарна їхня продуктивність при використанні відхідних газів від ряду технологічних печей і агрегатів цеху (чи підприємства в цілому) може виявитися дуже значною і дати відповідно велику економію палива. Величину економії палива можна визначити за формулою:

$$B_E = \left(\frac{Q_{вд}}{Q_{вп}} \right) \cdot \left(\frac{\eta_{кв}}{\eta_{ппк}} \right), \text{ кг у.п.}, \quad (2.5)$$

де $Q_{вд}$ – теплота відхідних газів, що пройшли через котел-утилізатор за період розрахунку економії палива;

$Q_{вп}$ – теплота згорання умовного палива, 29,3 МДж/кг;

$\eta_{кв}$ – тепловий к.к.д. котла-утилізатора, частки од.;

$\eta_{ппк}$ – тепловий к.к.д. заміщеного котлом-утилізатором паливного котла, частки од.

Теплота відхідних газів, використаних у котлі-утилізаторі за період розрахунку економії палива, визначається за формулою:

$$Q_{вд} = V_{вд} \cdot (i_{вд,t} - i_{вд,t_0}), \quad (2.6)$$

де $V_{вд}$ – кількість відхідних газів, що пройшли через котел за період розрахунку економії палива;

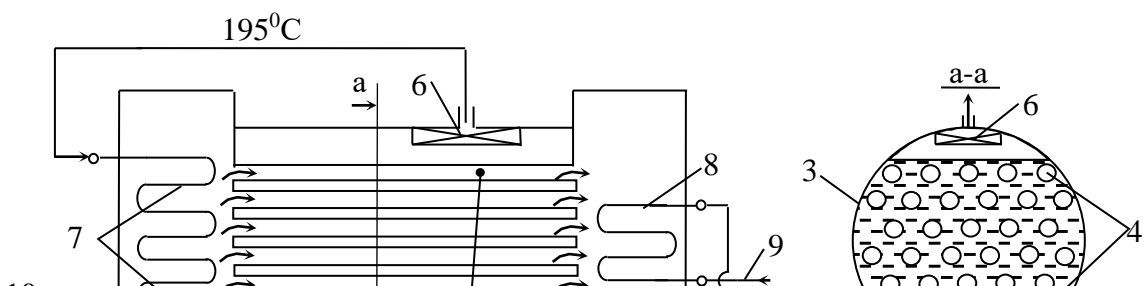
$i_{вд,t}$, $i_{вд,t_0}$ – відповідно ентальпії відхідних газів при їх температурі на вході в котел-утилізатор (t) і температурі навколишнього середовища (t_0).

При підстановці чисельного значення теплоти згорання умовного палива 29,3 МДж/кг формула (2.5) приймає наступний вигляд:

$$B_E = 0,0341 \cdot Q_{вд} \cdot \frac{\eta_{кв}}{\eta_{ппк}}, \text{ кг у.п.} \quad (2.7)$$

2.2.2 Газотрубні конвективні котли-утилізатори

Будова газотрубного котла-утилізатора при горизонтальному компонуванні корпусу котла представлено на рисунку 2.1.



Підживлююча вода після атмосферного деаератора надходить до економайзера, а потім у барабан котла, у робочому об'ємі якого розміщений пучок труб для проходу відхідних газів. Випар води відбувається безпосередньо в об'ємі барабана між розігрітими газом трубами. Отримана пара відходить через сепараційний пристрій, розміщений у верхній частині робочого об'єму барабана. Сепараційний пристрій виконаний у вигляді дірчастого стельового щита чи жалюзі, що забезпечує відділення від потоку пари, що надходить з барабана в пароперегрівник, крапель води, що виносяться з порожнини барабана. Після пароперегрівника пара направляється до споживачів.

Температура відхідних газів на вході в котел у залежності від марки котла складає 600°C чи 1200°C , на виході з котла – близько 200°C . Зниження тепломісткості відхідних газів при зміні температури від $600/1200^{\circ}\text{C}$ до 200°C відповідає кількості теплоти, що йде на вироблення пари, тобто на нагрівання води в економайзері, випар води в барабані і перегрів пари (з урахуванням утрат теплоти в навколишнє середовище).

Зміну температури води в процесі паротворення представлено на рисунку 2.1 для тисків одержуваної пари $1,4\text{МПа}$. У цьому випадку нагрів води в економайзері можливий до температури насичення при зазначеному тиску

($\leq 195^{\circ}\text{C}$). З барабана пара також виходить з температурою насичення 195°C , а після пароперегрівника його температура складає $240 \div 280^{\circ}\text{C}$. Витрата відхідних газів для таких котлів – $15 \div 55$ тис. $\text{м}^3/\text{год}$.

У газотрубних котлах можуть бути відсутні економайзери чи пароперегрівники, котли можуть виконуватися з вертикальним компонуванням корпусу. У ряді випадків газотрубні котли мають ексклюзивну конструкцію, призначену для визначених технологічних агрегатів хімічної і нафтохімічної промисловості, кольорової металургії й інших галузей.

2.2.3 Водотрубні конвективні котли-утилізатори

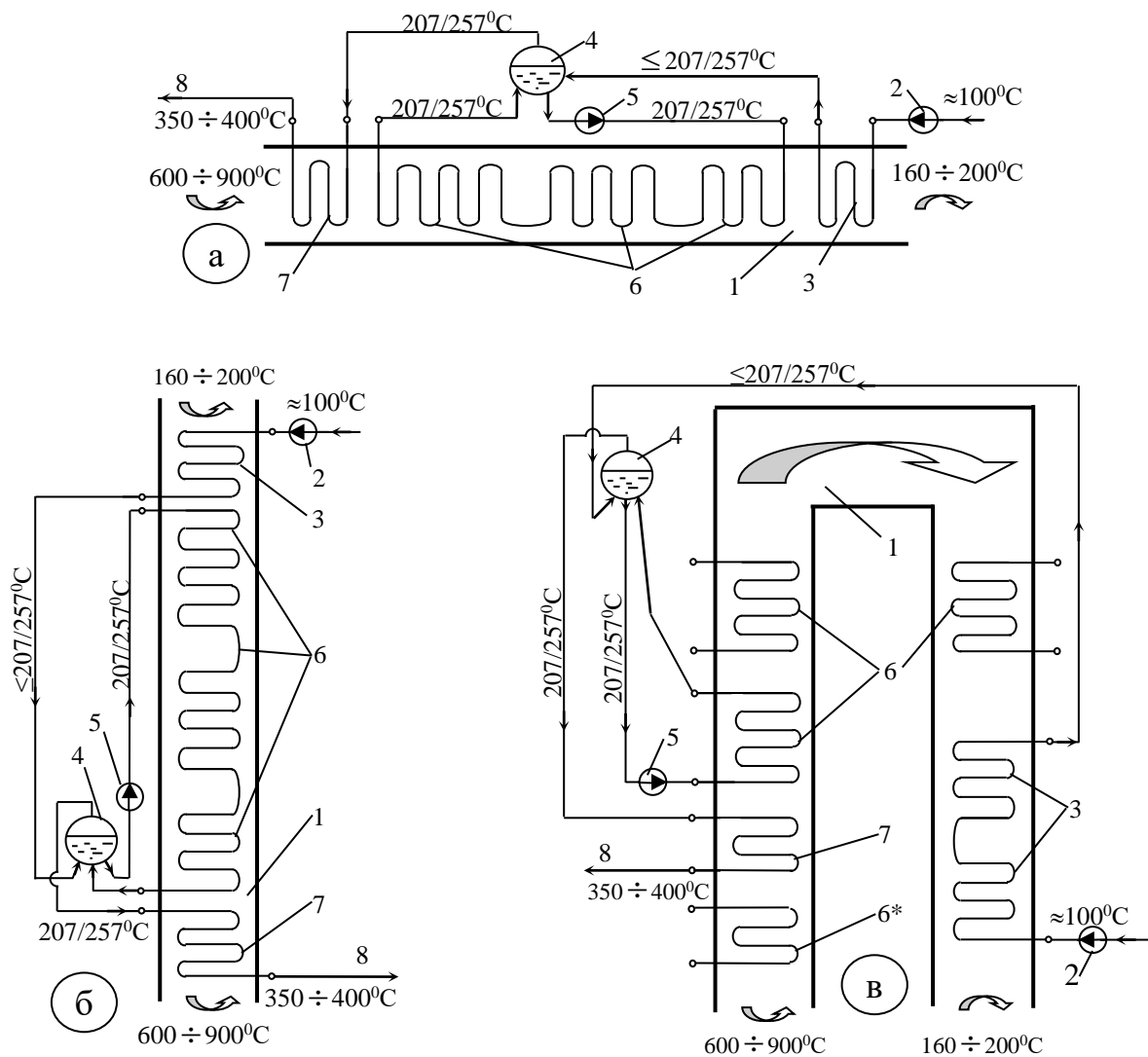
Принципові схеми водотрубних конвективних котлів-утилізаторів представлені на рисунку 2.2.

Горизонтальне компонування котлів (див. рис. 2.2 а) обумовлене переважним горизонтальним розташуванням відвідних газоходів технологічних печей і агрегатів. Вертикальне компонування (див. рис. 2.2 б) – необхідністю розміщення котлів-утилізаторів у стиснутих умовах цеху, а також економією виробничих об'ємів і площ цеху. П-подібне компонування відповідає традиційному компонуванню парових котлів (див. рис. 2.2 в).

Температура відхідних газів на вході у водотрубні конвективні котли-утилізатори знаходиться зазвичай в межах $600 \div 900^{\circ}\text{C}$, на виході – $160 \div 200^{\circ}\text{C}$. Теплота, що втрачають відхідні гази, йде на вироблення пари зазвичай по традиційній трьохстадійній схемі: нагрів води в економайзері, випар води у випарних поверхнях нагрівання і перегрів пари.

Тиск одержуваної пари складає 1,8 чи 4,5 МПа. Відповідно до цих тисків температура води в процесі паротворення змінюється в такий спосіб: в економайзері температура води може збільшитися від 100°C до температури насичення при зазначених тисках (207 чи 257°C), температура пари на виході з барабана котла в пароперегрівник дорівнює температурі насичення, після пароперегрівника температура пари складає $350 \div 400^{\circ}\text{C}$.

Поверхні нагрівання в газоході котлів по ходу руху в ньому газів зазвичай розміщаються в наступній послідовності: пароперегрівник, випарні поверхні нагрівання й економайзер. Для теплового захисту пароперегрівника від різкого підвищення температури відхідних газів, а також у цілому для підвищення надійності роботи пароперегрівника, можлива установка перед-включеної секції випарних поверхонь (див. рис. 2.2 в).



а, б, в – відповідно, при горизонтальному, вертикальному і П-подібному компонуваннях газоходів котлів; 1 – газохід котла ; 2 – підживлюючий насос; 3 – економайзер; 4 – барабан-сепаратор; 5 – циркуляційний насос; 6 – секції випарних поверхонь нагрівання (6* – передвключена секція); 7 – пароперегрівник; 8 – вихід перегрітої пари

Рисунок 2.2 – Принципові схеми водотрубних конвективних котлів-утилізаторів

Водотрубні конвективні котли виконуються з примусовою багаторазовою циркуляцією води у випарних поверхнях нагрівання. Секції випарних поверхонь підключені до барабана-сепаратора паралельно через колектор (на рисунку 2.2 не показаний). Пароводяна суміш, що виходить з випарних поверхонь нагрівання в барабан, розділяється в ньому на пару і воду. Пара надходить у пароперегрівник, а вода, що залишилася, у суміші з водою,

що надходить з економайзера, знову направляється у випарні поверхні нагрівання.

Особливості водотрубних конвективних котлів-утилізаторів:

1. Великий питомий обсяг відхідних газів (на одиницю паропродуктивності) в порівнянні з паливними паровими котлами (ППК)

$$v = \frac{V_{\text{ВД}}}{D} \quad (v_{\text{КУ}} = 6 \div 8; v_{\text{ППК}} = 1,2 \div 1,5), \text{ що обумовлює:}$$

- менш високий ККД, порівняно з паливними паровими котлами, внаслідок великих втрат теплоти з газами:

$$\eta_{\text{КУ}} \leq 50 \div 70\%, \quad \eta_{\text{ППК}} \leq 85 \div 95\%;$$

- велика витрата електроенергії на привод димососа – в еквівалентному перерахунку витрата складає до 15-20% від енергії одержуваної пари (для ППК – 1,5-2,0%).

2. При роботі котлів-утилізаторів на запиленому газі на поверхнях нагріву осідає пил, що призводить до збільшення газодинамічного опору котла і знижує внаслідок теплового опору шару пилу інтенсивність теплопередачі. Відомі такі способи очищення поверхонь нагрівання:

а) Водяна обмивка, яка полягає в тому, що рівномірно по висоті газоходу котла і по периметру перетину газоходу встановлюють водяні сопла, через які періодично подають воду і обмивають поверхні нагрівання.

Недоліки: втрата паропродуктивності, корозія труб, утворення стічної забрудненої води.

б) Парове обдування, яке здійснюється також як і водяна обмивка шляхом розміщення в газоході парових сопел.

Недоліки: велика витрата пари, можливість руйнування поверхонь нагріву, невисока якість очищення.

в) Дрібоочищення, яке полягає в періодичному скиданні на поверхні нагрівання дрібу.

Недоліки: громіздкість, великі витрати дрібу і руйнування поверхонь нагріву.

г) Віб्रोочистка, яка полягає в обладнанні поверхонь нагріву вібросистемою і в періодичному струшуванні поверхонь нагріву.

Недоліки: можливість руйнування поверхонь нагріву і конструкції їх кріплення.

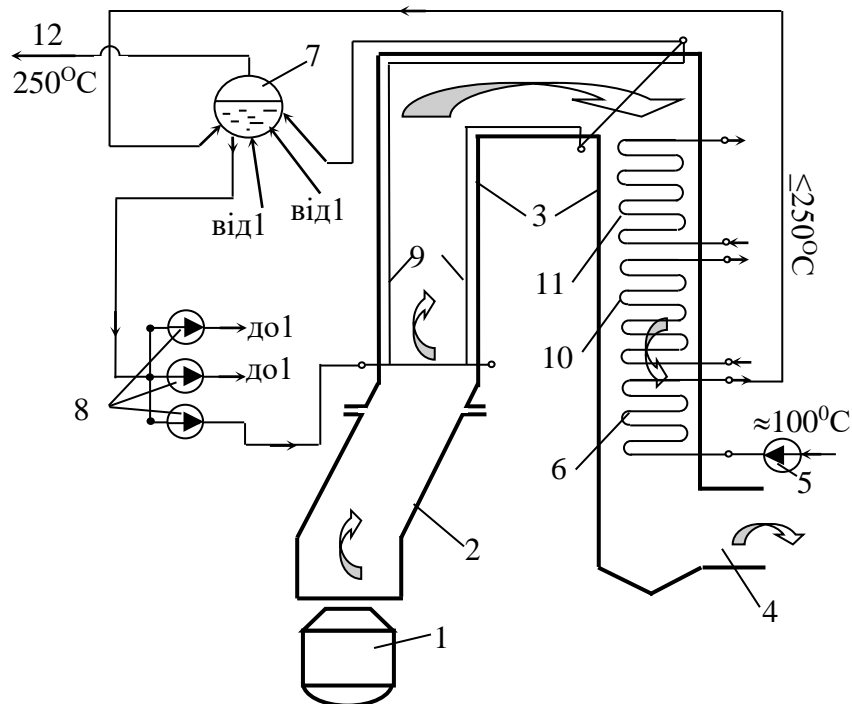
д) Ударно-акустична (імпульсна), яка полягає в утворенні шляхом вибуху горючої суміші ударної хвилі і передачі імпульсу ударної хвилі усередину газоходу котла.

Недоліки: вибухонебезпечність, витрата вуглеводневого палива і кисню.

2.2.4 Охолоджувачі конвертерних газів (ОКГ)

У залежності від конструкцій поверхонь нагрівання ОКГ можуть бути радіаційно-конвективними і радіаційними.

На рисунку 2.3 представлений радіаційно-конвективний ОКГ, який зазвичай встановлюють на газовідхідному тракті конвертера при відводі газу з повним допалюванням.



1 – конвертер; 2 – кесон; 3 – газохід котла; 4 – газохід на газоочищення; 5 – підживлюючий насос; 6 – економайзер; 7 – барабан-сепаратор; 8 – циркуляційні насоси; 9 – радіаційні випарні поверхні нагрівання; 10 і 11 – секції конвективних випарних поверхонь нагрівання; 12 – вихід насиченої пари

Рисунок 2.3 – Принципова схема радіаційно-конвективного ОКГ

У потік газу, що виходить з конвертера, через зазор між горловиною конвертера і кесоном підсмоктується повітря в кількості, що достатня для повного згорання газу. У цьому випадку для вироблення пари в ОКГ використовується як фізична, так і хімічна енергія газу. Температура конвертерних газів піднімається до 2000°C , одночасно йде передача теплоти

від газів до радіаційних поверхонь нагрівання, що стримує підвищення температури понад 2000°C . На вході в конвективні поверхні нагрівання температура газів складає близько $800\text{-}900^{\circ}\text{C}$ і знижується в них до 300°C . Зменшення теплоємності газів унаслідок зниження температури відповідає кількості теплоти, використаної для вироблення пари в ОКГ.

Випар води, що надходить з барабана через колектор і циркуляційні насоси у випарні поверхні нагрівання, відбувається одночасно в радіаційних випарних поверхнях нагрівання (екранах) і в двох конвективних випарних секціях. Пароперегрівник відсутній, тому споживачам пари видається тільки насичена пара.

При тиску одержуваної пари, наприклад, 4 МПа температура води в процесі паротворення змінюється в такий спосіб: в економайзері температура живильної води зростає від 100°C (при атмосферній деаерації) до температури насичення при зазначеному тиску (250°C), а пара, що надходить з барабана до споживача, має відповідно температуру насичення (250°C).

Вироблення пари в ОКГ відбувається періодично відповідно до періодичності виходу конвертерного газу, що створює проблеми використання пари. Періодичність виходу конвертерного газу виключає можливість перегріву пари. Складність експлуатації таких ОКГ створюють також конвективні поверхні нагрівання, що забиваються пилом, а це приводить до додаткових газодинамічних опорів у тракці. Забруднення поверхонь нагрівання пилом знижує тепловіддачу від газів до води і зменшує ефективність поверхонь нагрівання.

У зв'язку з цим, при відводі газу з конвертера без допалювання, тобто, коли використовується тільки фізична теплота газу, що не перевищує 20% від загальної енергії газу, конвективні поверхні нагрівання в ОКГ не встановлюють.

Принципова схема ОКГ без конвективних поверхонь, тобто радіаційного ОКГ, представлена на рисунку 2.4.

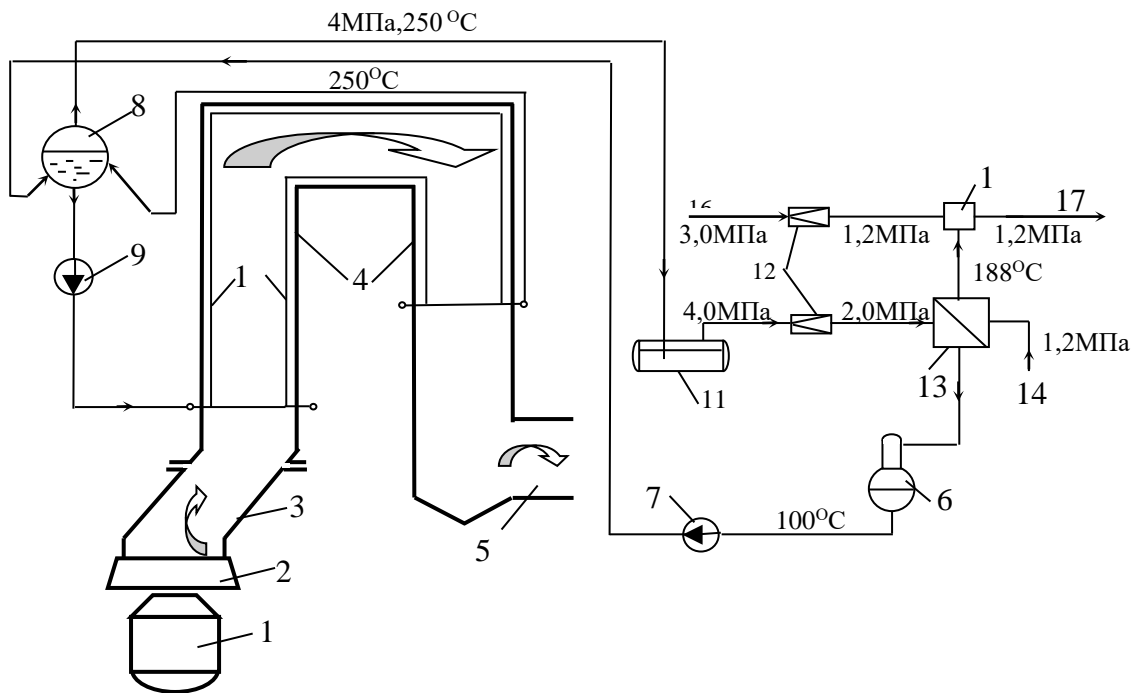
Проблема періодичності вироблення пари тут вирішується шляхом акумуляції пари в теплоакумуляторі. Схема використання пари в цьому випадку передбачає наступні стадії її перетворення:

а) Періодична зарядка акумулятора парою 4 МПа, що виходить з барабана котла під час виходу конвертерного газу, тобто в період генерації пари.

б) Безупинна видача пари з теплоаккумулятора в пароперетворювач, яка досягається шляхом дроселювання пари з 4 МПа до 2 МПа.

в) Випар дросельованою парою 2 МПа в пароперетворювачі підживлюючої води тиском 1,2 МПа. У результаті виходить насичена пара 1,2 МПа, що направляється до споживача. При необхідності стабілізації витрати пари, що надходить до споживача, подається додатковий стабілізуючий потік пари від стороннього джерела.

г) Конденсат використаної в пароперетворювачі пари ОКГ після деаерації направляється в барабан котла як живильна вода.



1 – конвертер; 2 – ущільнювач зазору між горловиною конвертера і кесоном; 3 – кесон; 4 – газохід котла; 5 – газохід на газоочищення; 6 – деаератор; 7 – живильний насос; 8 – барабан-сепаратор; 9 – циркуляційний насос; 10 – радіаційні випарні поверхні нагрівання; 11 – акумулятор пари (теплоаккумулятор); 12 – редукційні установки; 13 – пароперетворювач; 14 – подача підживлюючої води 1,2 МПа; 15 – змішувач пари; 16 – стабілізуючий потік пари; 17 – вихід пари до споживача

Рисунок 2.4 – Принципова схема радіаційного ОКГ і тепла схема, що стабілізує вироблення пари

2.3 Системи випарного охолодження (СВО)

2.3.1 Особливості і перевага СВО в порівнянні з водяним охолодженням

Працездатність елементів конструкцій металургійних печей та агрегатів при високих температурах в більшості випадків забезпечується охолодженням.

У чорній металургії використовується в основному два види охолодження: водяне і випарне.

В обох випадках в якості охолоджуючого теплоносія застосовують воду. При випарному охолодженні – хімічищену і деаеровану по аналогії з котловою живильною водою.

Охолодження конструкцій печей і агрегатів виносить з охолоджувачем з технологічного процесу значну кількість теплоти, що робить системи охолодження потужними джерелами ВЕР. Наприклад, при охолодженні конструкцій доменних печей відводиться 2-4% теплоти від загальної витрати, з мартенівських печей – до 30% теплоти, з нагрівальних – до 20%.

При виборі системи охолодження альтернативою випарного охолодження є водяне, яке має такі недоліки:

1. Надзвичайно великі витрати води через обмеження температури нагріву води до 45-55°C. При більш високій температурі відбувається виділення солей жорсткості і утворення накипу всередині охолоджуваних елементів, що призводить, з одного боку, до збільшення гідравлічного опору потоку охолоджуючої води і, відповідно, до зниження витрат води, а, з іншого боку, збільшує тепловий опір при передачі теплоти від охолоджуваного елемента до води. Обидва фактори призводять до перегріву охолоджуваного елемента і в кінцевому рахунку до прогару.

Обмеження в температурі нагріву води компенсується збільшенням витрати води.

2. Великі капітальні витрати та виробничі площі для розміщення систем водяного охолодження: берегові насосні станції, станції другого підйому води, потужні водоводи, градирні тощо.

3. Велика витрата електроенергії на транспортування води в системах охолодження.

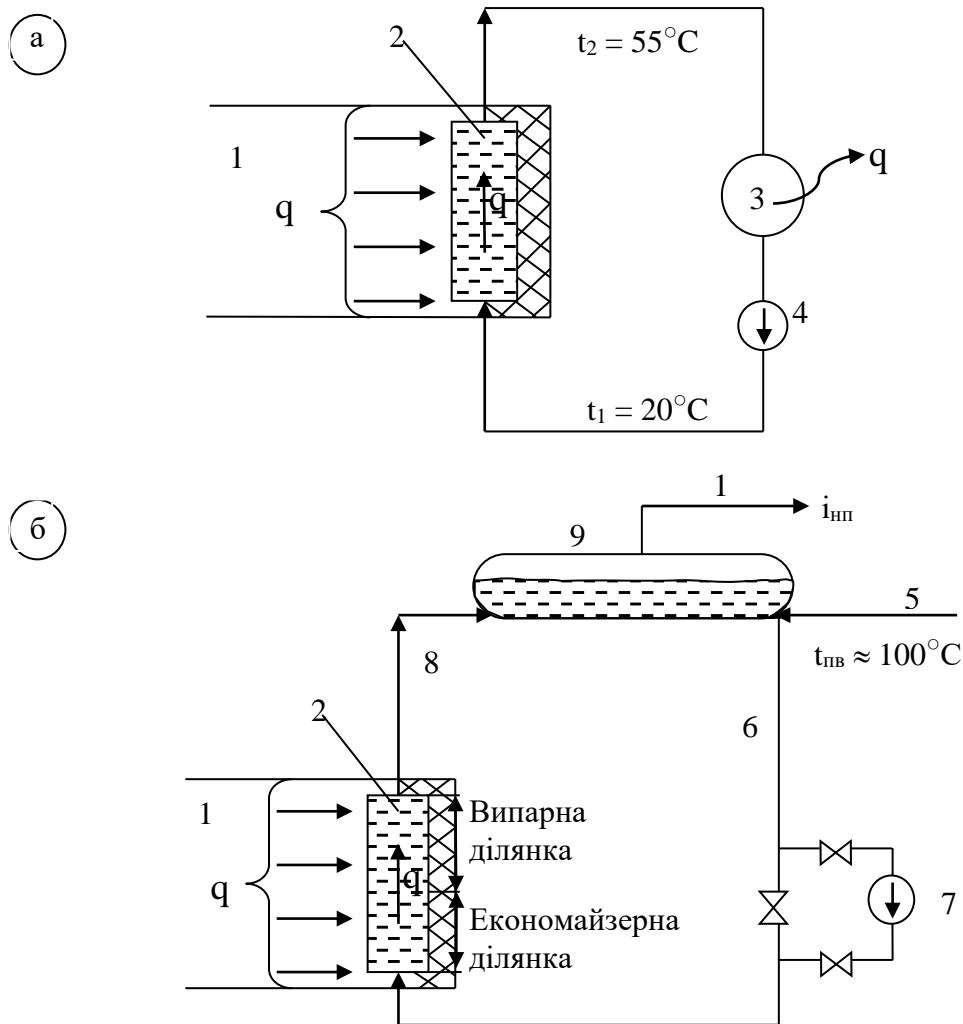
4. Ненадійність водяних систем охолодження внаслідок:

- накипоутворення і, як наслідок, прогару охолоджуваних елементів;
- небезпеки короткочасного відключення електроенергії.

5. Складність або неможливість використання низькопотенційного теплоносія у вигляді нагрітої води з температурою 45 ÷ 55°C.

У порівнянні з водяним охолодженням при випарному охолодженні значно скорочується витрата води на охолодження.

Порівняємо витрати води при водяному і випарному охолодженні (рис. 2.5) за умови, що теплові потоки q , які діють на охолоджуваний елемент, в обох системах однакові:



1 – робочий простір печі; 2 – охолоджуваний елемент печі;
 3 – охолоджувальний пристрій оборотної системи водопостачання (градирня);
 4 – циркуляційний насос оборотної системи; 5 – подача підживлюючої води;
 6 – опускна труба; 7 – циркуляційний насос (при використанні багаторазової примусової циркуляції); 8 – підйомна труба, 9 – барабан-сепаратор; 10 – вихід насиченої пари

Рисунок 2.5 – Схеми водяного (а) і випарного (б) охолодження.

Величина теплового потоку при водяному охолодженні:

$$q_B = M_B \cdot \Delta i_B, \quad (2.8)$$

де M_B – масова витрата охолоджуючої води;

Δi_B – зміна ентальпії охолоджуючої води.

$$\Delta i_B = c_B(t_2 - t_1), \quad (2.9)$$

$$\Delta i_B = 4,19(55 - 20) = 147 \text{ кДж/кг.}$$

Відповідно до (2.8):

$$M_B = \frac{q_B}{147}. \quad (2.10)$$

Величина теплового потоку при випарному охолодженні:

$$q_{CBO} = M_{CBO} \cdot \Delta i_{CBO}, \quad (2.11)$$

де M_{CBO} – масова витрата охолоджуючої води в СВО;

Δi_{CBO} – зміна ентальпії води в СВО.

$$\Delta i_{CBO} = i_{HP} - i_{PB}, \quad (2.12)$$

тут i_{HP} – ентальпія насиченої пари;

i_{PB} – ентальпія підживлюючої води.

Наприклад, при $p_{CBO} = 0,4 \text{ МПа}$ – $i_{HP} = 2738 \text{ кДж/кг}$:

$$i_{PB} = c_B \cdot t_{PB} = 4,19 \cdot 100 = 419 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta i_{CBO} = 2738 - 419 = 2319 \text{ кДж/кг.}$$

Відповідно до (2.11):

$$M_{CBO} = \frac{q_{CBO}}{2319}. \quad (2.13)$$

Співвідношення витрат води становитиме:

$$\frac{M_B}{M_{CBO}} = \frac{q_B/147}{q_{CBO}/2319}, \text{ так як } q_B = q_{CBO}$$
$$\frac{M_B}{M_{CBO}} \cong \frac{2319}{147} \cong 15. \quad (2.14)$$

Таким чином, в випарному охолодженні за рахунок більш високої акумулюючої здатності води при випаровуванні в порівнянні зі звичайним нагріванням витрата води скорочується приблизно в 15 разів. В реальних умовах, коли різниця температур води при водяному охолодженні може бути менше $\Delta t_B = 30^\circ\text{C}$, а тиск в СВО може бути значно вище 0,4 МПа, витрата води при випарному охолодженні скорочується в 30-50 разів.

Скорочення витрат води робить СВО значно компактніше в порівнянні з водяним охолодженням. Крім скорочення витрат води і компактності, СВО в порівнянні з водяним охолодженням має також наступні переваги:

- можливість використання насиченої пари, що одержується при охолодженні в якості повноцінного теплоносія, наприклад, в системах тепlopостачання;

- підвищення надійності системи охолодження внаслідок виключення прогару охолоджуваних елементів через накипоутворення, так як використовується хімічищена вода;

- можливість саморегуляції системи: при природній циркуляції витрата води саморегулюється в залежності від інтенсивності теплового режиму роботи печі;

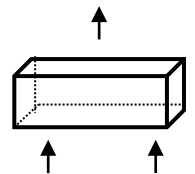
- допускає короткочасне відключення електроенергії (живильних насосів), тому що деякий час система може працювати на воді, акумульованій в барабані-сепараторі, до усунення аварійної ситуації або до включення резервного турбонасоса.

2.3.2 Класифікація, конструкції і характеристика СВО металургійних печей

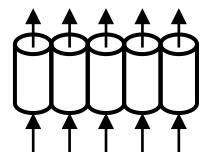
Слід виділити три варіанти класифікації СВО:

I. В залежності від конструкції охолоджуваних елементів:

1. СВО з охолоджуваними елементами порожнистої конструкції, тобто охолоджувані елементи виконуються у вигляді проточної зварної порожнини, наприклад, охолоджувана стінка або перегородка.



2. СВО з охолоджуваними елементами трубчастої конструкції, тобто охолоджувані елементи виконуються у вигляді комплекту труб, наприклад, охолоджувана трубчаста стінка.



Порожні елементи використовують при менш високому тиску ($\leq 1,2$ МПа).

II. За способом циркуляції:

1. СВО з природною циркуляцією пароводяної суміші.

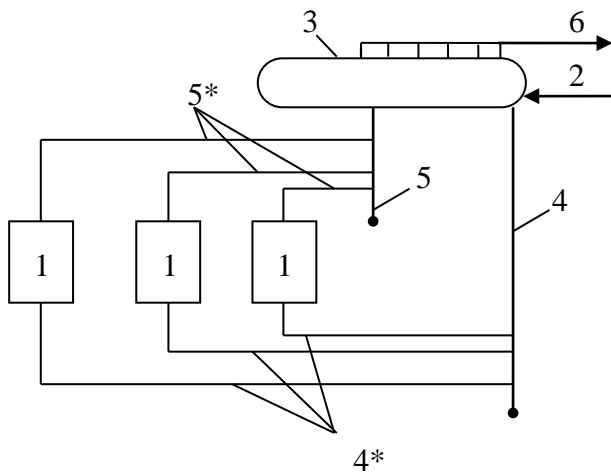
2. СВО з багаторазовою примусовою циркуляцією.

Віддають перевагу природній циркуляції з наступних причин:

- відсутня витрата електроенергії на привід циркуляційних насосів;
- можливість саморегуляції системи;
- можливість короткочасного відключення електроенергії.

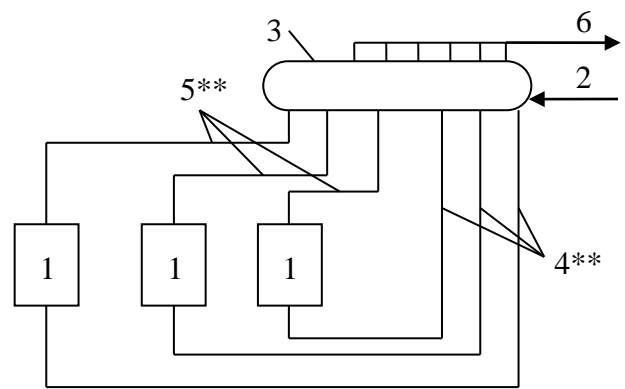
III. За способом розводки труб:

1. З індивідуальною розводкою.



- 1 – охолоджувані елементи;
- 2 – підведення підживлюючої води;
- 3 – барабан-сепаратор;
- 4 – опускний колектор;
- 4* – індивідуальні підводящі труби;
- 5 – підйомний колектор;
- 5* – індивідуальні відводящі труби;

2. З колекторною розводкою.



- 4** – індивідуальні опускні труби
- 5** – індивідуальні підйомні труби;
- 6 – вихід насиченого пара.

При колекторній розводці істотно знижується витрата металу, при індивідуальній розводці – підвищується надійність експлуатації системи, тому що можливе відключення одного з охолоджуваних елементів (у разі несправності) без порушення циркуляції в СВО.

Вихід пари в СВО визначається індивідуально для кожного охолоджуваного елемента:

$$D_{CBO_i} = \frac{k_1 \cdot \bar{Q}_i}{(i' - i_{ПВ}) \cdot (1 + q) + r}, \quad (2.15)$$

де k_1 – коефіцієнт нерівномірності теплового впливу на охолоджуваний елемент;

\bar{Q}_i – середня величина теплового потоку на охолоджуваний елемент, визначається розрахунковим або експериментальним шляхом;

i' – ентальпія підживлюючої води при температурі насичення відповідно до тиску в барабані;

$i_{ПВ}$ – ентальпія підживлюючої води на вході в барабан;

q – величина продувки (в частках одиниці);

r – теплота пароутворення відповідно до тиску в барабані.

Загальна паропродуктивність СВО визначається шляхом підсумовування паропродуктивності окремих елементів:

$$D_{CBO_{\Sigma}} = k_2 \cdot \sum_{i=1}^{i=n} D_{CBO_i}, \quad (2.16)$$

де n – кількість охолоджуваних елементів;

k_2 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність теплової роботи печі.

Основні технологічні характеристики СВО для металургійних печей:

<i>Найменування печі</i>	<i>$p_{ГР}, МПа$</i>	<i>$d_{П}, т/т$</i>
Доменна	0,8	0,2
Мартенівська	2,5	0,25
Нагрівальна	4,7	0,3

$p_{ГР}$ – граничний тиск СВО для даного класу печей;

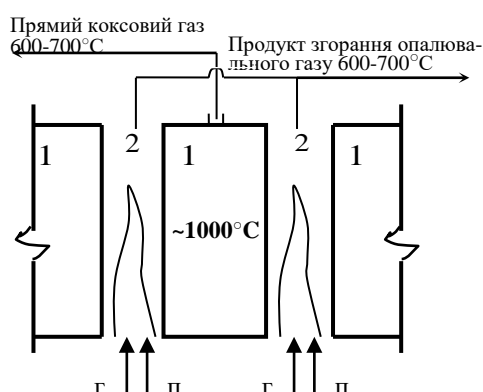
$d_{П}$ – питомий вихід пари на тонну основної продукції печі.

3. ВТОРИННІ ЕНЕРГОРЕСУРСИ КОКСОХІМІЧНОГО ВИРОБНИЦТВА

3.1 Тепловий баланс процесу коксування і загальна характеристика ВЕР коксухімічного виробництва

В основу коксухімічного виробництва покладено процес коксування, який полягає в нагріванні без доступу повітря суміші вугілля марок К, Г, Ж, СС. Основне вугілля для отримання коксу – К (коксівне), вугілля Г (газове) дає усадку коксового пирога, що полегшує виштовхування коксу з камери коксування. Вугілля Ж (жирне), СС (слабо спікливе) і СС (спішене спікливе) використовують в невеликій кількості для економії коксівного вугілля.

В процесі нагрівання відбувається термічне розкладання вугілля, що супроводжується виділенням летючих, які утворюють коксовий газ, і спіканням вуглецевого залишку в кокс.



Коксування здійснюється в камерних печах, які формуються у вигляді батарей:

- 1 – камера коксування (66 або 77 камер);
- 2 – опалювальні простінки (вертикалі).

Відхідні гази після вертикалів направляються в регенератори, в яких нагріваються газ і повітря, що йдуть на опалення коксових батарей. Після регенераторів температура відхідних газів становить 250-300°C.

Орієнтовно тепловий баланс процесу коксування виглядає наступним чином:

<i>Прихід теплоти</i>	<i>Витрата теплоти</i>
Теплота, що отримується від спалювання палива ($Q_{п} \sim 95\%$)	Теплота розпеченого коксу ($Q_{к} \sim 40\%$)
Фізична теплота газу і повітря, що йдуть на обігрів печі ($Q_{г.п.} \sim 2\%$)	Фізична теплота прямого коксового газу ($Q_{к.г.} \sim 30\%$)
Фізична теплота вугільної шихти ($Q_{ш} \sim 2\%$)	Фізична теплота продуктів згорання опалювального газу ($Q_{пр.сг.} \sim 20\%$)
Теплота від чаду коксу ($Q_{ч} \sim 1\%$)	Втрати теплоти в навколишнє середовище ($Q_{втр} \sim 10\%$)
Всього: 100%	Всього: 100%

З витратної частини теплового балансу випливає, що процес коксування є джерелом теплових ВЕР, на частку яких припадає 90% від загальної витрати теплоти: теплота розпеченого коксу (40%), фізична теплота прямого коксового газу (30%) і теплота продуктів згорання опалювального газу (20%).

Коксохімічне виробництво є також джерелами паливних ВЕР:

- коксовий газ: $H_2 \sim 50\%$; $CH_4 \sim 25\%$; $CO \sim 5\%$; $Q_{н}^p \sim 17$ МДж/м³;
- коксові відсівы: коксовий горішок 10÷25 мм; коксовий дрібняк 0÷10 мм.

Коксовий газ використовують як паливо в різних технологічних печах і агрегатах. Коксові відсівы використовують:

- в якості технологічного палива, наприклад, при агломерації залізорудної сировини;

- в якості сировини для виробництва електродів в електросталеплавильному та феросплавному виробництвах;
- в якості відновника, наприклад, у феросплавному виробництві.

3.2 Утилізація теплоти розпеченого коксу

Використання теплоти розпеченого коксу пов'язане з гасінням (охладженням) коксу і можливо при сухому гасінні, яке на відміну від мокрого (водяного), має такі переваги:

- Істотно поліпшується якість коксу внаслідок відсутності розтріскування (утворення дрібняку) і зволоження коксу. Ізотермічна витримка при сухому гасінні робить кокс більш пористим і газопроникним, підвищується реакційна здатність коксу.

- Відсутня витрата води на зрошення коксу і, відповідно, утворення токсичних стічних вод (при мокрому гасінні витрата води складає 4-5 м³/т коксу).

- Відсутнє виділення токсичних парів в атмосферу.

- Можливе отримання пари енергетичних параметрів (4 МПа в кількості 0,4 т/т коксу).

Теплоту розпеченого коксу використовують в установках сухого гасіння коксу (УСГК), див. рисунок 3.1.

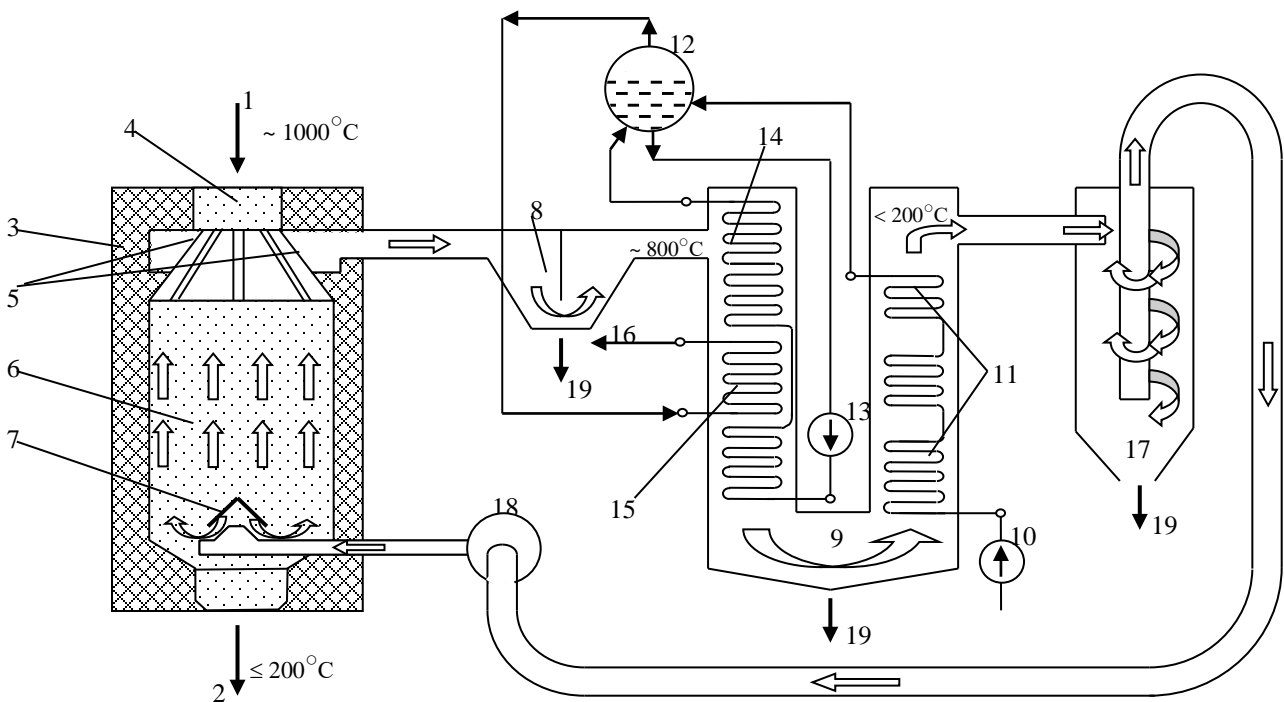
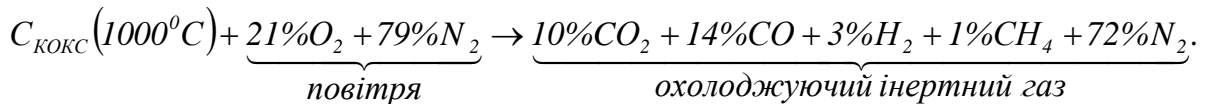


Рисунок 3.1 – Принципова схема установки сухого гасіння коксу

Позначення до рисунка 3.1:

1 – подача розпеченого коксу, 2 – вихід охолодженого коксу, 3 – камера сухого гасіння, яка включає (позиції 4-7): 4 – форкамери для прийому розпеченого коксу, 5 – косі газові канали для виходу газу; 6 – зона сухого гасіння; 7 – підведення газу та газорозподільний пристрій, 8 – пилеосаджувальна камера; 9 – котел-утилізатор (позиції 10-16): 10 – підживлюючий насос; 11 – економайзер; 12 – барабан-сепаратор, 13 – циркуляційний насос; 14 – випарні поверхні нагрівання; 15 – пароперегрівач; 16 – вихід перегрітої пари; 17 – пилеосаджувальний циклон; 18 – екстаустер, що забезпечує циркуляцію охолоджувального газу; 19 – відвід коксового дрібняку і пилу

Циркулюючий в УСГК охолоджуючий інертний газ являє собою продукт взаємодії первісно перебуваючого в газоходах УСГК повітря перед пуском з розпеченим коксом:



У котлах-утилізаторах УСГК отримують пар з параметрами: $p_n \cong 4 \text{ МПа}$ і $t_{\text{пл}} \cong 400^{\circ}\text{C}$.

У вітчизняних УСГК застосовують два варіанти котлів-утилізаторів:

I. **КСГК-25/3,9** (див. рис.3.1):

КСГК – котел сухого гасіння коксу;

25 – паропродуктивність котла, т/год;

3,9 – тиск пари, МПа.

II. **КСГ-80**:

КСГ – котел сухого гасіння (конфігурація газоходу – вертикальна);

80 – кількість циркулюючого охолоджуючого газу, тис. м³/год.

Зарубіжні модифікації УСГК включають:

1. Екрани на внутрішній поверхні шахти камери сухого гасіння, які виконують функцію випарних поверхонь нагріву, включених в загальний контур циркуляції з котлом-утилізатором. Екрани встановлюють також всередині шахти, що розділяє шар коксу по товщині і прискорює охолодження.

2. Використання теплоти охолоджуючого газу для підігріву вугільної шихти, що завантажується в камери коксування.

3. В якості охолоджувального газу використовують доменний газ.

Паропродуктивність УСГК визначається за формулою:

$$D_{УСГК} = \frac{\eta_{КУ} \cdot Q_{ЦГ}}{(i' - i_{ПВ}) \cdot (1 + q) + r}, \quad (3.1)$$

де $\eta_{КУ}$ – тепловий к.к.д. котла-утилізатора;

i' – ентальпія підживлюючої води при температурі насичення відповідно до тиску в барабані котла-утилізатора;

$i_{ПВ}$ – ентальпія підживлюючої води на вході в економайзер;

q – величина продувки (в частках одиниці);

r – теплота пароутворення відповідно до тиску в барабані;

$Q_{ЦГ}$ – теплота циркулюючого охолоджуючого газу

$$Q_{ЦГ} = V_{ЦГ} \cdot i_{ЦГ} \Rightarrow Q_{ЦГ} = V_{ЦГ} \cdot c_{ЦГ}^{t_{ЦГ}} \cdot t_{ЦГ}, \quad (3.2)$$

тут $V_{ЦГ}$ – витрата циркулюючого газу (продуктивність ексгаустера);

$i_{ЦГ}$, $c_{ЦГ}^{t_{ЦГ}}$ і $t_{ЦГ}$ – ентальпія, теплоємність і температура циркулюючого газу на вході в котел-утилізатор;

$$i_{ЦГ} = c_{ЦГ}^{t_{ЦГ}} \cdot t_{ЦГ}, \quad (3.3)$$

Проблеми експлуатації УСГК:

- угар коксу;
- вибухонебезпечність, яку виключають шляхом коригування складу газу додаванням інертного газу, наприклад, азоту;
- абразивний знос газоходів УСГК і поверхонь нагріву котла внаслідок запиленості газу коксовим пилом;
- сірчаноокислотна корозія хвостових поверхонь нагріву котла.

3.3 Утилізація фізичної теплоти прямого коксового газу та продуктів згорання опалювального газу

Фізична теплота прямого коксового газу, що обумовлена температурою $\sim 650^\circ\text{C}$, використовується шляхом розміщення по ходу тракту газу поверхонь нагрівання:

- в стояках температура газу знижується від 650 до 400°C шляхом розміщення випарних поверхонь нагрівання;
- в газозбірника – температура газу знижується від 400 до 80°C , шляхом розміщення випарних поверхонь нагріву і водогрійних пакетів;

- у первинних холодильних знижують температуру газу від 80 до 20°С, шляхом підігріву реагентів для очищення газу, наприклад, содової води, яка йде на очищення газу від сірки.

Продукти згорання опалювального газу можна використовувати:

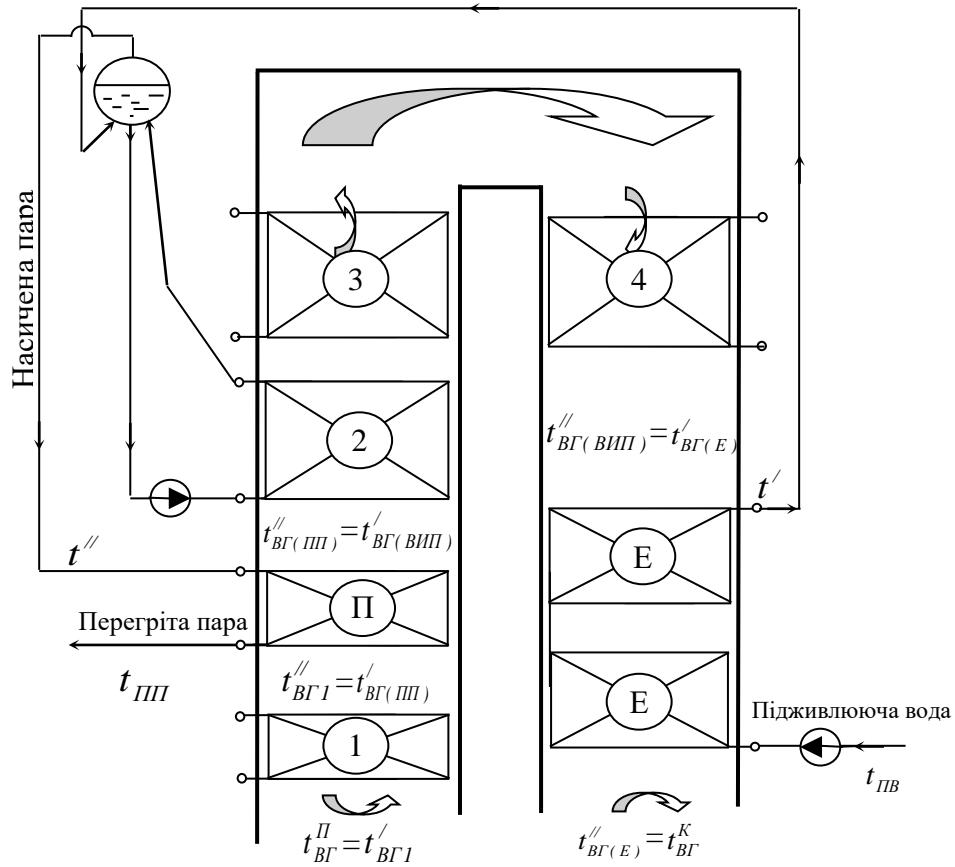
- для нагріву повітря, яким обдувають вугільні вагони і затвори вугільної башти в зимовий час;
- для підігріву мережної води в системі тепlopостачання;
- для попереднього підігріву вугільної шихти, що завантажується в коксові печі, підігрів вугільної шихти до 200-250°С дає економію палива (10-15%) і скорочує час коксування (до 30%).

4 ПРИКЛАД ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ КОТЛА-УТИЛІЗАТОРА

Методика теплового розрахунку ілюструється на прикладі розрахунку водотрубного конвективного котла-утилізатора КУ-125, встановленого за методичною нагрівальною піччю. Розрахункова схема котла-утилізатора представлена на рисунку 4.1. Номінальні технічні характеристики водотрубних конвективних котлів-утилізаторів типу «КУ» представлені в додатку А. Розрахункова схема котла-утилізатора наведена на рисунку 4.1.

Вихідні дані для розрахунку:

- а) типорозмір котла – КУ-125;
- б) витрата відхідних газів при нормальних умовах – $V_{BG}=120$ тис.м³/год;
- в) температура відхідних газів перед котлом – $t_{BG}^II=630$ °С;
- г) частка повітря, що підсмоктується, відносно кількості відхідних газів, що надходять у котел – $\Delta\alpha_{II}=0,05$;
- д) об'ємний склад відхідних газів – $r_{CO_2}=11,0\%$; $r_{H_2O}=10,0\%$; $r_{O_2}=5,3\%$;
 $r_{N_2}=73,7\%$;
- е) тиск одержуваної пари – $P_{III}=1,8$ МПа;
- ж) величина продувки (приймається в інтервалі 3 ÷ 8%) – $p=5\%$;
- з) конструктивні характеристики котла відповідно до типорозміру котла вибираються з додатка Б і представлені в таблиці 4.1.



1, 2, 3, 4 – секції випарних поверхонь нагрівання (1 – передвключена секція); ПП – пароперегрівник; Е – економайзер

Рисунок 4.1 – Розрахункова схема котла-утилізатора

Таблиця 4.1 – Конструктивні характеристики котла

Найменування характеристик	Випарні секції				Пароперегрівник	Економайзер
	1	2	3	4		
Площа поверхні нагрівання $F, \text{ м}^2$	110	370	410	380	145	615
Площа живого перетину для проходу газів $f_{BG}, \text{ м}^2$	13,2	10,3	10,3	9,4	10,3	9,8
Площа живого перетину для проходу пароводяної суміші, пари чи води $f_{ПВ}, \text{ м}^2$	0,0276	0,0552	0,0552	0,0552	0,0552	0,0170
Діаметр труб (зовнішній/внутрішній) $d_3/d_{BH}, \text{ мм}$	32/26					
Число рядів труб по ходу газів $z, \text{ шт.}$	12	20	22	22	8	2x20
Кроки труб:						
- по ширині пучка $s_1, \text{ мм}$	172	86	86	86	86	90
- по глибині пучка $s_2, \text{ мм}$	70	70	70	70	70	70

Розрахунок it -діаграми виконується в інтервалі температур $100 \div 1000^\circ\text{C}$. Ентальпії відхідних газів i_{BG} при заданому складі газів і температурах у розрахунковому інтервалі визначаються за формулою (r_{CO_2} , r_{H_2O} , r_{O_2} , r_{N_2} підставляються в частках одиниці):

$$i_{BG} = r_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + r_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + r_{O_2} \cdot i_{O_2} + r_{N_2} \cdot i_{N_2}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}, \quad (4.1)$$

де i_{CO_2} , i_{H_2O} , i_{O_2} , i_{N_2} – ентальпії відповідних газів при заданій температурі t_{BG} в розрахунковому інтервалі температур, $\text{кДж}/\text{м}^3$.

Результати розрахунку it -діаграми оформляються у вигляді таблиці (табл. 4.2) і представляються графіком (рис. 4.2).

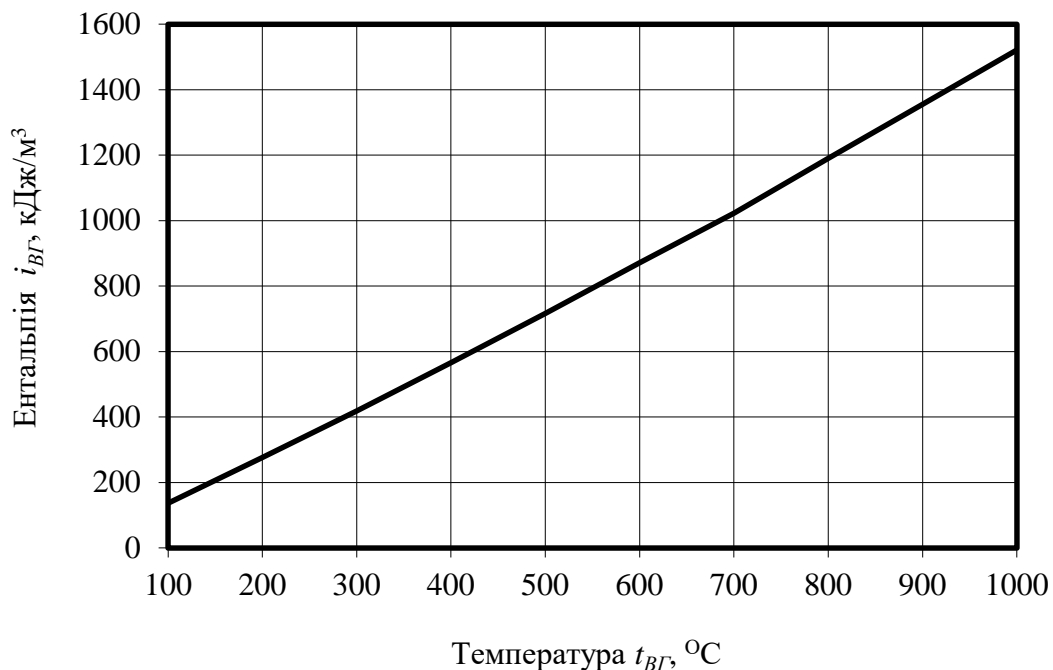


Рисунок 4.2 – It -діаграма відхідних газів

Відповідно до заданої початкової температури відхідних газів $t_{BG}^{\text{II}}=630^\circ\text{C}$ ентальпія відхідних газів на вході в котел it по -діаграмі складе $i_{BG}^{\text{II}}=916,4$ $\text{кДж}/\text{м}^3$.

Приймаємо, що кількість відхідних газів, які проходять через секції поверхонь нагрівання котла, однакова і з урахуванням підсмоктувань повітря в середньому складі:

$$\overline{V_{BG}} = \frac{V_{BG}}{3600} \cdot \left(1 + \frac{\Delta\alpha_{\text{II}}}{2}\right) = \frac{120 \cdot 10^3}{3600} \cdot \left(1 + \frac{0,05}{2}\right) = 34,2 \quad \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (4.2)$$

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку it - діаграми (кДж/м³)

$t_{BG}, ^\circ C$	i_{CO_2}	$r_{CO_2} \cdot i_{CO_2}$	i_{H_2O}	$r_{H_2O} \cdot i_{H_2O}$	i_{O_2}	$r_{O_2} \cdot i_{O_2}$	i_{N_2}	$r_{N_2} \cdot i_{N_2}$	i_{BG}
100	172	18,9	150	15,0	131	6,9	130	95,8	136,7
200	362	39,8	303	30,3	267	14,2	261	192,4	276,6
300	564	62,0	461	46,1	407	21,6	392	288,9	418,6
400	777	85,5	624	62,4	552	29,3	527	388,4	565,5
500	1002	110,2	792	79,2	700	37,1	665	490,1	716,6
600	1237	136,1	964	96,4	852	45,2	805	593,3	870,9
700	1475	162,3	1144	114,4	1005	53,3	940	692,8	1022,7
800	1719	189,1	1328	132,8	1162	61,6	1095	807,0	1190,5
900	1972	216,9	1518	151,8	1320	70,0	1244	916,8	1355,5
1000	2227	245,0	1713	171,3	1480	78,4	1394	1027,4	1522,1

Розрахунок передвключеної випарної секції.

Середньологарифмічний температурний напір:

$$\overline{\Delta t}_1 = \frac{(t'_{BG1} - t') - (t''_{BG1} - t')}{\ln \frac{t'_{BG1} - t'}{t''_{BG1} - t'}} = \frac{(630 - 207) - (550 - 207)}{\ln \frac{630 - 207}{550 - 207}} = 381,6^\circ C, \quad (4.3)$$

де t'_{BG1} – температура відхідних газів перед секцією $t'_{BG1} = t''_{BG}$;

t' – температура пароводяної суміші у випарній поверхні нагрівання, що дорівнює температурі насичення $t' = 207^\circ C$ при тиску 1,8 МПа (див. додаток В);

t''_{BG1} – температура відхідних газів за секцією, приймається $t''_{BG1} = 550^\circ C$.

Середня температура відхідних газів:

$$\overline{t}_{BG1} = 0,5 \cdot (t'_{BG1} + t''_{BG1}) = 0,5 \cdot (630 + 550) = 590^\circ C. \quad (4.4)$$

Дійсна витрата відхідних газів:

$$\overline{V}_{BG1} = \overline{V}_{BG} \cdot \frac{\overline{t}_{BG1} + 273}{273} = 34,2 \cdot \frac{590 + 273}{273} = 108,1 \frac{m^3}{c}. \quad (4.5)$$

Середня швидкість відхідних газів:

$$\overline{W}_{BG1} = \frac{\overline{V}_{BG1}}{f_{BG1}} = \frac{108,1}{13,2} = 8,2 \frac{m}{c}. \quad (4.6)$$

За графіками (див. додаток Г) визначається коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від відхідних газів до конвективного пучка труб секції:

$$\alpha_{K1} = \alpha_0 \cdot k_z \cdot k_s \cdot k_t = 74,0 \cdot 0,97 \cdot 1,24 \cdot 0,99 = 88,1 \frac{Wm}{m^2 \cdot K}, \quad (4.7)$$

де α_0 – коефіцієнт тепловіддачі, визначений за графіками (а):

- при $\overline{W_{BГI}}=8,2$ м/с і $d_3=32$ мм – $\alpha_0=74,0$ Вт/(м²·К);

k_Z, k_S, k_t – поправочні коефіцієнти, що визначені відповідно за графіками (б, в, г):

- при $z=12$ – $k_Z=0,97$;

- при $s_1/d_3=172/32=5,38$ і $s_2/d_3=70/32=2,19$ – $k_S=1,24$;

- при $\overline{t_{BГI}}=590^\circ\text{C}$ і $r_{H_2O}=10,0\%$ – $k_t=0,99$.

Ефективна товщина випромінюючого шару газів розраховується за формулами:

$$s_{E\Phi} = \left(1,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_3} - 4,1 \right) \cdot d_3 \quad \text{при } \frac{s_1 + s_2}{d_3} < 7, \quad (4.8)$$

$$s_{E\Phi} = \left(2,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_3} - 10,6 \right) \cdot d_3 \quad \text{при } \frac{s_1 + s_2}{d_3} > 7. \quad (4.9)$$

Для передвключеної секції $(s_1 + s_2)/d_3 = (172+70)/32 = 7,56 > 7$, тому ефективна товщина випромінюючого шару газів розраховується за формулою (4.9):

$$s_{E\Phi} = \left(2,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_3} - 10,6 \right) \cdot d_3 = \left(2,87 \cdot \frac{172 + 70}{32} - 10,6 \right) \cdot 0,032 = 0,355 \text{ м}.$$

Добутки парціальних тисків CO₂ і H₂O на ефективну товщину випромінюючого шару складуть:

$$P_{CO_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,355 = 0,00383 \text{ МПа}\cdot\text{м}; \quad (4.10)$$

$$P_{H_2O} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,355 = 0,00348 \text{ МПа}\cdot\text{м}, \quad (4.11)$$

де P_{CO_2}, P_{H_2O} – парціальні тиски випромінюючих газів, чисельно дорівнюють об'ємним концентраціям газів $P_{CO_2}=r_{CO_2}=0,11$ ат, $P_{H_2O}=r_{H_2O}=0,1$ ат;

0,0981 – перекладний коефіцієнт, МПа/ат.

Ступінь чорноти відхідних газів визначається за формулою:

$$\varepsilon_{BГ} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,085 + 1,084 \cdot 0,078 = 0,170, \quad (4.12)$$

де ε_{CO_2} і ε_{H_2O} – ступені чорноти CO₂ і H₂O, що визначені за графіками додатків Д та Ж:

- при $\overline{t_{BГI}}=590^\circ\text{C}$ і $P_{CO_2} \cdot s_{E\Phi}=0,00383$ МПа·м – $\varepsilon_{CO_2}=0,085$;

- при $\overline{t_{BГI}}=590^\circ\text{C}$ і $P_{H_2O} \cdot s_{E\Phi}=0,00348$ МПа·м – $\varepsilon_{H_2O}=0,078$;

β – поправочний коефіцієнт, що визначений за графіками додатка К:

- при $P_{H_2O}=r_{H_2O}=0,0981 \cdot 0,1=0,00981$ МПа і $P_{H_2O} \cdot S_{E\Phi}=0,00348$ МПа·м – $\beta=1,084$.

Ефективний ступінь чорноти стінок труб визначається за формулою:

$$\varepsilon_{E\Phi. CT} = (1 + \varepsilon_{CT}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9, \quad (4.13)$$

де ε_{CT} – ступінь чорноти стінок труб (приймається $\varepsilon_{CT}=0,8$).

Ступінь чорноти відхідних газів при температурі стінок труб (температура стінок труб приймається такою, що дорівнює температурі пароводяної суміші $t_{CT}=t'=207^\circ\text{C}$) визначається за формулою:

$$\varepsilon_{BG}^{CT} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,071 + 1,084 \cdot 0,11 = 0,190, \quad (4.14)$$

де ε_{CO_2} і ε_{H_2O} – ступені чорноти CO_2 і H_2O , що визначені за графіками додатків Д та Ж:

- при $t_{CT}=207^\circ\text{C}$ і $P_{CO_2} \cdot S_{E\Phi}=0,00383$ МПа·м – $\varepsilon_{CO_2}=0,071$;

- при $t_{CT}=207^\circ\text{C}$ і $P_{H_2O} \cdot S_{E\Phi}=0,00348$ МПа·м – $\varepsilon_{H_2O}=0,11$;

β – поправочний коефіцієнт, визначений за графіками додатка К:

- при $P_{H_2O}=r_{H_2O}=0,0981 \cdot 0,1=0,00981$ МПа і $P_{H_2O} \cdot S_{E\Phi}=0,00348$ МПа·м – $\beta=1,084$.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до труб визначається за формулою:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{випр1}} &= \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{E\Phi. CT} \cdot \left[\varepsilon_{BG} \cdot \left(\frac{t_{BG1} + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_{BG}^{CT} \cdot \left(\frac{t_{CT} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(t_{BG1} + 273) - (t_{CT} + 273)} = \\ &= \frac{5,67 \cdot 0,9 \cdot \left[0,170 \cdot \left(\frac{590 + 273}{100} \right)^4 - 0,190 \cdot \left(\frac{207 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(590 + 273) - (207 + 273)} = \\ &= 11,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \end{aligned} \quad (4.15)$$

де c_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, $c_0=5,67\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі (конвекцією і випромінюванням) від газів до труб передвключеної випарної секції складе:

$$\alpha_{\Sigma 1} = \alpha_{K1} + \alpha_{ВИПР1} = 88,1 + 11,2 = 99,3 \frac{Вт}{м^2 \cdot К} . \quad (4.16)$$

Коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою:

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Sigma}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{В,ПВ,П}} + \gamma}, \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К} , \quad (4.17)$$

де α_{Σ} – сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією і випромінюванням до поверхні нагрівання з боку відхідних газів, Вт/м² К;

δ – товщина стінок труб поверхні нагрівання, м;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінок труб, Вт/м К;

$\alpha_{В,ПВ,П}$ – коефіцієнт тепловіддачі від стінок труб до води, пароводяній суміші чи пару, Вт/м²·К;

γ – тепловий опір відкладень на трубах поверхні нагрівання з боку відхідних газів, м²·К/Вт.

Тепловий опір відкладень, викликаний забрудненням відхідних газів, складає (м²·К/Вт): для мартенівських печей – 0,003 (при кисневій продувці – 0,005); для сталеплавильних конвертерів – 0,01; для нагрівальних печей – 0.

При визначенні коефіцієнта теплопередачі тепловим опором стінок труб поверхонь нагрівання δ/λ і тепловим опором тепловіддачі від стінок труб до води і пароводяній суміші $1/\alpha_{В,ПВ}$ зазвичай зневажають, тому що їхнє значення істотно менше $1/\alpha_{\Sigma}$. Відповідно до цього формула (4.17) приймає вигляд:

- для економайзера і випарних поверхонь нагрівання

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Sigma}} + \gamma}, \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К} ; \quad (4.18)$$

- для пароперегрівника

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Sigma}} + \frac{1}{\alpha_{П}} + \gamma}, \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К} . \quad (4.19)$$

При роботі котла-утилізатора за методичною піччю, тобто на незабруднених газах, тепловий опір відкладень на стінках труб $\gamma=0$, тому відповідно до формули (4.18)

$$k_1 = \alpha_{\Sigma 1} = 99,3 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

Кількість теплоти, переданої відхідними газами пароводяній суміші, складе:

$$Q_1 = k_1 \cdot F_1 \cdot \overline{\Delta t_1} \cdot 10^{-3} = 99,3 \cdot 110 \cdot 381,6 \cdot 10^{-3} = 4168,2 \text{ кВт}. \quad (4.20)$$

Ентальпія газів на виході із секції складе:

$$i''_{BG1} = i'_{BG1} - (Q_1 / \overline{V_{BG}} \cdot \zeta) = 916,4 - (4168,2 / 34,2 \cdot 0,95) = 788,1 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \quad (4.21)$$

де ζ – коефіцієнт збереження теплоти, що враховує втрати теплоти відхідних газів у навколишнє середовище ($\zeta = 0,9 \div 0,95$).

Температура відхідних газів на виході із секції відповідно до $i''_{BG1} = 788,1 \text{ кДж/м}^3$ по it -діаграмі складе $t''_{BG1} = 546^\circ\text{C}$.

Розбіжність між значеннями, прийнятими раніше й отриманими в результаті розрахунку температурами газу на виході із секції, складе:

$$\delta = \frac{|546 - 550|}{546} \cdot 100 = 0,7\% < 5\%,$$

що задовольняє умові розрахунку методом послідовного наближення.

Розрахунок пароперегрівника.

Середньологарифмічний температурний напір:

$$\overline{\Delta t}_{(III)} = \frac{(t'_{BG(III)} - t_{III}) - (t''_{BG(III)} - t'')}{\ln \frac{t'_{BG(III)} - t_{III}}{t''_{BG(III)} - t''}} = \frac{(546 - 340) - (490 - 207)}{\ln \frac{546 - 340}{490 - 207}} = 242,5^\circ\text{C}, \quad (4.22)$$

де $t'_{BG(III)}$ – температура відхідних газів перед пароперегрівником $t'_{BG(III)} = t''_{BG1} = 546^\circ\text{C}$;

t'' – температура насиченої пари на вході в пароперегрівник, що дорівнює температурі насичення t' при тиску 1,8 МПа (див. додаток В) $t'' = t' = 207^\circ\text{C}$;

t_{III} – температура перегрітої пари на виході з пароперегрівника, приймається в першому наближенні відповідно до номінальних характеристик котла-утилізатора (див. додаток А) і з урахуванням фактичної температури газу на вході в котел, тобто, якщо температура газу нижче номінальної, то температуру перегрітої пари в порівнянні з номінальним значенням можна зменшити, $t_{III} = 340^\circ\text{C}$;

$t''_{BG(III)}$ – температура відхідних газів за пароперегрівником, приймається $t''_{BG(III)} = 490^\circ\text{C}$.

Середня температура відхідних газів:

$$\overline{t_{BG(III)}} = 0,5 \cdot (t'_{BG(III)} + t''_{BG(III)}) = 0,5 \cdot (546 + 490) = 518^{\circ} \text{C}. \quad (4.23)$$

Дійсна витрата відхідних газів:

$$\overline{V_{BG(III)}} = V_{BG} \cdot \frac{\overline{t_{BG(III)}} + 273}{273} = 34,2 \cdot \frac{518 + 273}{273} = 99,1 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (4.24)$$

Середня швидкість відхідних газів:

$$\overline{W_{BG(III)}} = \frac{\overline{V_{BG(III)}}}{f_{BG(III)}} = \frac{99,1}{10,3} = 9,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (4.25)$$

За графіками (див. додаток Г) визначається коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до конвективного пучка труб пароперегрівника:

$$\alpha_{K(III)} = \alpha_0 \cdot k_z \cdot k_s \cdot k_t = 81,0 \cdot 0,96 \cdot 1,12 \cdot 1,0 = 87,1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

- при $\overline{W_{BG(III)}} = 9,6 \text{ м/с}$ і $d_3 = 32 \text{ мм}$ – $\alpha_0 = 81,0 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;
- при $z = 8$ – $k_z = 0,96$;
- при $s_1/d_3 = 86/32 = 2,69$ і $s_2/d_3 = 70/32 = 2,19$ – $k_s = 1,12$;
- при $\overline{t_{BG(III)}} = 518^{\circ} \text{C}$ і $r_{H_2O} = 10,0\%$ – $k_t = 1,0$.

Для пароперегрівника $(s_1 + s_2)/d_3 = (86 + 70)/32 = 4,88 < 7$, тому ефективна товщина випромінюючого шару газів розраховується за формулою (4.8):

$$s_{E\Phi} = \left(1,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_3} - 4,1 \right) \cdot d_3 = \left(1,87 \cdot \frac{86 + 70}{32} - 4,1 \right) \cdot 0,032 = 0,161 \text{ м}.$$

Добутки парціальних тисків CO_2 і H_2O на ефективну товщину випромінюючого шару складуть:

$$P_{\text{CO}_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,161 = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,161 = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}.$$

Ступінь чорноти відхідних газів складе:

$$\varepsilon_{BG} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,065 + 1,088 \cdot 0,050 = 0,119,$$

- при $\overline{t_{BG(III)}} = 518^{\circ} \text{C}$ і $P_{\text{CO}_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,065$;
- при $\overline{t_{BG(III)}} = 518^{\circ} \text{C}$ і $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,050$;
- при $P_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа}$ і $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\beta = 1,088$.

Ефективний ступінь чорноти стінок труб складе:

$$\varepsilon_{E\Phi, CT} = (1 + \varepsilon_{CT}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9.$$

Ступінь чорноти відхідних газів при температурі стінок труб

(температура стінок труб приймається такою, що дорівнює середній температурі пари в пароперегрівнику $t_{CT} = (t'' + t_{III})/2 = (207 + 340)/2 = 273,5^{\circ}C$)
складе:

$$\varepsilon_{BF}^{CT} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,058 + 1,088 \cdot 0,064 = 0,128,$$

- при $t_{CT} = 273,5^{\circ}C$ і $P_{CO_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,00174$ МПа·м – $\varepsilon_{CO_2} = 0,058$;

- при $t_{CT} = 273,5^{\circ}C$ і $P_{H_2O} \cdot s_{E\Phi} = 0,00158$ МПа·м – $\varepsilon_{H_2O} = 0,064$;

- при $P_{H_2O} = r_{H_2O} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981$ МПа і $P_{H_2O} \cdot s_{E\Phi} = 0,00158$ МПа·м –
 $\beta = 1,088$.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до труб складе:

$$\alpha_{ВИПР(III)} = \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{E\Phi,CT} \cdot \left[\varepsilon_{BF} \cdot \left(\frac{t_{BF(III)} + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_{BF}^{CT} \cdot \left(\frac{t_{CT} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(t_{BF(III)} + 273) - (t_{CT} + 273)} =$$

$$= \frac{5,67 \cdot 0,9 \cdot \left[0,119 \cdot \left(\frac{518 + 273}{100} \right)^4 - 0,128 \cdot \left(\frac{273,5 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(518 + 273) - (273,5 + 273)} =$$

$$= 7,3 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}. \quad (4.26)$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі (конвекцією і випромінюванням) від відхідних газів до труб пароперегрівника складе:

$$\alpha_{\Sigma(III)} = \alpha_{K(III)} + \alpha_{ВИПР(III)} = 87,1 + 7,3 = 94,4 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Відповідно до формули (4.19) при $\gamma = 0$ коефіцієнт теплопередачі складе:

$$k_{(III)} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Sigma(III)}} + \frac{1}{\alpha_{II}}} = \frac{1}{\frac{1}{94,4} + \frac{1}{358,0}} = 74,7 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}, \quad (4.27)$$

де α_{II} – коефіцієнт тепловіддачі від стінок труб пароперегрівника до пари (див. додаток Л), Вт/м²·К.

Кількість теплоти, переданої відхідними газами пари, складе:

$$Q_{(III)} = k_{(III)} \cdot F_{(III)} \cdot \overline{\Delta t_{(III)}} \cdot 10^{-3} = 74,7 \cdot 145 \cdot 242,5 \cdot 10^{-3} = 2626,6 \text{ кВт}. \quad (4.28)$$

Ентальпія газів на виході з пароперегрівника складе:

$$i''_{BF(III)} = i'_{BF(III)} - (Q_{(III)} / \overline{V_{BF}} \cdot \zeta) = 788,1 - (2626,6 / 34,2 \cdot 0,95) = 707,3 \frac{кДж}{м^3}. \quad (4.29)$$

Температура відхідних газів на виході з пароперегрівника відповідно до

$i''_{BG(III)} = 707,3 \text{ кДж/м}^3$ по it - діаграмі складе $t''_{BG(III)} = 493^\circ\text{C}$.

Розбіжність між значеннями, прийнятими раніше й отриманими в результаті розрахунку температурами газу на виході з пароперегрівника, складе:

$$\delta = \frac{|493 - 490|}{493} \cdot 100 = 0,6\% < 5\%.$$

Розрахунок випарних секцій.

Випарні секції поверхонь нагрівання 2, 3 і 4 розраховуються спільно. Сумарна площа поверхні нагрівання складе:

$$F_{ВИП} = F_2 + F_3 + F_4 = 370 + 410 + 380 = 1160 \text{ м}^2. \quad (4.30)$$

Середньологарифмічний температурний напір складе:

$$\overline{\Delta t}_{(ВИП)} = \frac{(t'_{BG(ВИП)} - t') - (t''_{BG(ВИП)} - t')}{\ln \frac{t'_{BG(ВИП)} - t'}{t''_{BG(ВИП)} - t'}} = \frac{(493 - 207) - (245 - 207)}{\ln \frac{493 - 207}{245 - 207}} = 123,0^\circ\text{C}, \quad (4.31)$$

де $t'_{BG(ВИП)}$ - температура відхідних газів перед випарними секціями
 $t'_{BG(ВИП)} = t''_{BG(III)}$;

$t''_{BG(ВИП)}$ - температура відхідних газів за випарними секціями, приймається $t''_{BG(ВИП)} = 245^\circ\text{C}$.

Середня температура відхідних газів:

$$\overline{t}_{BG(ВИП)} = 0,5 \cdot (t'_{BG(ВИП)} + t''_{BG(ВИП)}) = 0,5 \cdot (493 + 245) = 369,0^\circ\text{C}. \quad (4.32)$$

Дійсна витрата відхідних газів:

$$\overline{V}_{BG(ВИП)} = V_{BG} \cdot \frac{\overline{t}_{BG(ВИП)} + 273}{273} = 34,2 \cdot \frac{369,0 + 273}{273} = 80,4 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (4.33)$$

Середня швидкість відхідних газів:

$$\overline{W}_{BG(ВИП)} = \frac{\overline{V}_{BG(ВИП)}}{f_{BG(ВИП)}} = \frac{80,4}{10,3} = 7,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (4.34)$$

За графіками (див. додаток Г) визначається коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від відхідних газів до конвективних пучків труб випарних секцій:

$$\alpha_{K(ВИП)} = \alpha_0 \cdot k_z \cdot k_s \cdot k_t = 72 \cdot 0,98 \cdot 1,12 \cdot 1,0 = 79,0 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

- при $\overline{W}_{BG(ВИП)} = 7,8 \text{ м/с}$ і $d_3 = 32 \text{ мм}$ - $\alpha_0 = 72,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$;

- при $z = 22$ - $k_z = 0,98$;

- при $s_1/d_3 = 86/32 = 2,69$ і $s_2/d_3 = 70/32 = 2,19$ - $k_s = 1,12$;

- при $\overline{t_{BG(VIII)}}=369^{\circ}\text{C}$ і $r_{H_2O}=10,0\%$ – $k_t=1,0$.

Значення α_0 і поправочні коефіцієнти (k_Z, k_S, k_t) визначаються за конструктивними характеристиками випарної секції 3, яка займає середнє положення в газоході котла для випарних секцій, що розраховуються. Відповідно до цього для випарних секцій $(s_1 + s_2)/d_3 = (86+70)/32 = 4,88 < 7$, тому ефективну товщину випромінюючого шару газів розрахуємо за формулою (4.8):

$$s_{E\Phi} = \left(1,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_3} - 4,1 \right) \cdot d_3 = \left(1,87 \cdot \frac{86 + 70}{32} - 4,1 \right) \cdot 0,032 = 0,161 \text{ м} .$$

Добутки парціальних тисків CO_2 і H_2O на ефективну товщину випромінюючого шару складуть:

$$P_{\text{CO}_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,161 = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,161 = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}.$$

Ступінь чорноти відхідних газів визначається за формулою

$$\varepsilon_{BG} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,060 + 1,088 \cdot 0,058 = 0,123,$$

- при $\overline{t_{BG(VIII)}}=369,0^{\circ}\text{C}$ і $P_{\text{CO}_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,060$;

- при $\overline{t_{BG(VIII)}}=369,0^{\circ}\text{C}$ і $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,058$;

- при $P_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа}$ і $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\beta = 1,088$.

Ефективна ступінь чорноти стінок труб визначається за формулою:

$$\varepsilon_{E\Phi, CT} = (1 + \varepsilon_{CT}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9.$$

Ступінь чорноти відхідних газів при температурі стінок труб (температура стінок труб приймається такою, що дорівнює температурі пароводяної суміші $t_{CT} = t' = 207^{\circ}\text{C}$) визначається за формулою:

$$\varepsilon_{BG}^{CT} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,055 + 1,088 \cdot 0,070 = 0,131,$$

- при $t_{CT} = 207^{\circ}\text{C}$ і $P_{\text{CO}_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,055$;

- при $t_{CT} = 207^{\circ}\text{C}$ і $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,070$;

- при $P_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа}$ і $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\beta = 1,088$.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до труб випарних

секцій визначається за формулою:

$$\alpha_{\text{ВИПР(ВИП)}} = \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{\text{ЕФ.СТ}} \cdot \left[\varepsilon_{\text{ВГ}} \cdot \left(\frac{t_{\text{ВГ(ВИП)}} + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_{\text{ВГ}}^{\text{СТ}} \cdot \left(\frac{t_{\text{СТ}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(t_{\text{ВГ(ВИП)}} + 273) - (t_{\text{СТ}} + 273)} =$$

$$= \frac{5,67 \cdot 0,9 \cdot \left[0,123 \cdot \left(\frac{369 + 273}{100} \right)^4 - 0,131 \cdot \left(\frac{207 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(369 + 273) - (207 + 273)} =$$

$$= 4,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \quad (4.35)$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі (конвекцією і випромінюванням) від газів до труб випарних секцій складе:

$$\alpha_{\Sigma(\text{ВИП})} = \alpha_{\text{К(ВИП)}} + \alpha_{\text{ВИПР(ВИП)}} = 79,0 + 4,4 = 83,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі складе:

$$k_{(\text{ВИП})} = \alpha_{\Sigma(\text{ВИП})} = 83,4 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Кількість теплоти, переданої відхідними газами пароводяній суміші, складе:

$$Q_{(\text{ВИП})} = k_{(\text{ВИП})} \cdot F_{(\text{ВИП})} \cdot \overline{\Delta t_{(\text{ВИП})}} \cdot 10^{-3} = 83,4 \cdot 1160 \cdot 123,0 \cdot 10^{-3} = 11899,5 \text{ кВт}. \quad (4.36)$$

Ентальпія газів на виході із секції складе:

$$i''_{\text{ВГ(ВИП)}} = i'_{\text{ВГ(ВИП)}} - (Q_{(\text{ВИП})} / \overline{V_{\text{ВГ}}} \cdot \zeta) = 707,3 - (11899,5 / 34,2 \cdot 0,95) = 341,0 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \quad (4.37)$$

Температура відхідних газів на виході з випарних секцій відповідно до $i''_{\text{ВГ(ВИП)}} = 341,0 \text{ кДж/м}^3$ по it - діаграмі складе $t''_{\text{ВГ(ВИП)}} = 245^\circ \text{C}$.

Розбіжність між значеннями, прийнятими раніше й отриманими в результаті розрахунку температурами газу на виході з випарних секцій, складе:

$$\delta = \frac{|245 - 245|}{245} \cdot 100 = 0\% < 5\%.$$

Розрахунок економайзера.

Середньологарифмічний температурний напір:

$$\overline{\Delta t_{(E)}} = \frac{(t'_{\text{ВГ(E)}} - t') - (t''_{\text{ВГ(E)}} - t_{\text{ПВ}})}{\ln \frac{t'_{\text{ВГ(E)}} - t'}{t''_{\text{ВГ(E)}} - t_{\text{ПВ}}}} = \frac{(245 - 207) - (190 - 100)}{\ln \frac{245 - 207}{190 - 100}} = 60,3^\circ \text{C}, \quad (4.38)$$

де $t'_{BG(E)}$ – температура відхідних газів перед економайзером $t'_{BG(E)} = t''_{BG(ВПП)} = 245^\circ\text{C}$;

$t_{ПВ}$ – температура підживлюючої води (при атмосферній деаерації приймається $t_{ПВ} = 100^\circ\text{C}$);

$t''_{BG(E)}$ – температура відхідних газів за економайзером, приймається $t''_{BG(E)} = 190^\circ\text{C}$.

Середня температура відхідних газів:

$$\overline{t_{BG(E)}} = 0,5 \cdot (t'_{BG(E)} + t''_{BG(E)}) = 0,5 \cdot (245 + 190) = 217,5^\circ\text{C}. \quad (4.39)$$

Дійсна витрата відхідних газів:

$$\overline{V_{BG(E)}} = \overline{V_{BG}} \cdot \frac{\overline{t_{BG(E)}} + 273}{273} = 34,2 \cdot \frac{217,5 + 273}{273} = 61,4 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (4.40)$$

Середня швидкість відхідних газів:

$$\overline{W_{BG(E)}} = \frac{\overline{V_{BG(E)}}}{f_{BG(E)}} = \frac{61,4}{9,8} = 6,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (4.41)$$

За графіками (див. додаток Г) визначається коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до конвективних пучків труб економайзера:

$$\alpha_{K(E)} = \alpha_0 \cdot k_z \cdot k_s \cdot k_t = 68,0 \cdot 0,975 \cdot 1,125 \cdot 1,01 = 75,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

- при $\overline{W_{BG(E)}} = 6,3 \text{ м/с}$ і $d_3 = 32 \text{ мм}$ – $\alpha_0 = 68,0 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

- при $z = 20$ – $k_z = 0,975$;

- при $s_1/d_3 = 90/32 = 2,8$ і $s_2/d_3 = 70/32 = 2,19$ – $k_s = 1,125$;

- при $\overline{t_{BG(E)}} = 217,5^\circ\text{C}$ і $r_{H_2O} = 10,0\%$ – $k_t = 1,01$.

Для економайзера $(s_1 + s_2)/d_3 = (90 + 70)/32 = 5,0 < 7$, тому ефективна товщина випромінюючого шару газів розраховується за формулою (4.8)

$$s_{E\Phi} = \left(1,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_3} - 4,1 \right) \cdot d_3 = \left(1,87 \cdot \frac{90 + 70}{32} - 4,1 \right) \cdot 0,032 = 0,168 \text{ м}.$$

Добутки парціальних тисків CO_2 і H_2O на ефективну товщину випромінюючого шару складуть:

$$P_{\text{CO}_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,168 = 0,00181 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,168 = 0,00165 \text{ МПа} \cdot \text{м}.$$

Ступінь чорноти відхідних газів складе:

$$\varepsilon_{BG} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,058 + 1,086 \cdot 0,072 = 0,136,$$

- при $\overline{t_{BF(E)}}=217,5^{\circ}\text{C}$ і $P_{CO_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,00181 \text{ МПа}\cdot\text{м}$ – $\varepsilon_{CO_2} = 0,058$;
- при $\overline{t_{BF(E)}}=217,5^{\circ}\text{C}$ і $P_{H_2O} \cdot s_{E\Phi} = 0,00165 \text{ МПа}\cdot\text{м}$ – $\varepsilon_{H_2O} = 0,072$;
- при $P_{H_2O} = r_{H_2O} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа}$ і $P_{H_2O} \cdot s_{E\Phi} = 0,00165 \text{ МПа}\cdot\text{м}$ – $\beta = 1,086$.

Ефективний ступінь чорноти стінок труб складе:

$$\varepsilon_{E\Phi. CT} = (1 + \varepsilon_{CT}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9.$$

Ступінь чорноти відхідних газів при температурі стінок труб (температура стінок труб приймається такою, що дорівнює середній температурі води в $t_{CT} = (t' + t_{ПВ}) / 2 = (207 + 100) / 2 = 153,5^{\circ}\text{C}$ економайзері) складе:

$$\varepsilon_{BF}^{CT} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,058 + 1,086 \cdot 0,075 = 0,140,$$

- при $t_{CT} = 153,5^{\circ}\text{C}$ і $P_{CO_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,00181 \text{ МПа}\cdot\text{м}$ – $\varepsilon_{CO_2} = 0,058$;
- при $t_{CT} = 153,5^{\circ}\text{C}$ і $P_{H_2O} \cdot s_{E\Phi} = 0,00165 \text{ МПа}\cdot\text{м}$ – $\varepsilon_{H_2O} = 0,075$;
- при $P_{H_2O} = r_{H_2O} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа}$ і $P_{H_2O} \cdot s_{E\Phi} = 0,00165 \text{ МПа}\cdot\text{м}$ – $\beta = 1,086$.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до труб складе:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{ВМП}(E)} &= \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{E\Phi. CT} \cdot \left[\varepsilon_{BF} \cdot \left(\frac{\overline{t_{BF(E)}} + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_{BF}^{CT} \cdot \left(\frac{t_{CT} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(\overline{t_{BF(E)}} + 273) - (t_{CT} + 273)} = \\ &= \frac{5,67 \cdot 0,9 \cdot \left[0,136 \cdot \left(\frac{217,5 + 273}{100} \right)^4 - 0,140 \cdot \left(\frac{153,5 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(217,5 + 273) - (153,5 + 273)} = \\ &= 2,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \end{aligned} \tag{4.42}$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі (конвекцією і випромінюванням) від відхідних газів до труб економайзера складе:

$$\alpha_{\Sigma(E)} = \alpha_{K(E)} + \alpha_{\text{ВМП}(E)} = 75,3 + 2,6 = 77,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі складе:

$$k_{(E)} = \alpha_{\Sigma(E)} = 77,9 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Кількість теплоти, переданої відхідними газами воді, складе:

$$Q_{(E)} = k_{(E)} \cdot F_{(E)} \cdot \overline{\Delta t_{(E)}} \cdot 10^{-3} = 77,9 \cdot 615 \cdot 60,3 \cdot 10^{-3} = 2888,9 \text{ кВт}. \quad (4.43)$$

Ентальпія газів на виході з економайзера складе:

$$i''_{BG(E)} = i'_{BG(E)} - \left(Q_{(E)} / \overline{V_{BG}} \cdot \zeta \right) = 341,0 - (2888,9 / 34,2 \cdot 0,95) = 252,1 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \quad (4.44)$$

Температура відхідних газів на виході з економайзера відповідно до $i''_{BG(E)} = 252,1 \text{ кДж/м}^3$ по it - діаграмі складе $t''_{BG(E)} = 183^\circ\text{C}$.

Розбіжність між значеннями, прийнятими раніше й отриманими в результаті розрахунку температурами газу на виході з економайзера, складе:

$$\delta = \frac{|183 - 190|}{183} \cdot 100 = 3,8\% < 5\%.$$

Розрахунок температури перегрітої пари і паропродуктивності котла.

Ентальпія перегрітої пари визначається за формулою:

$$\begin{aligned} i_{III} &= \frac{(i''_{BG} - i^K_{BG}) \cdot i'' - (i'_{BG(III)} - i''_{BG(III)}) \cdot [i_{PB} - 0,01 \cdot p \cdot (i' - i_{PB})]}{(i''_{BG} - i^K_{BG}) - (i'_{BG(III)} - i''_{BG(III)})} = \\ &= \frac{(916,4 - 252,1) \cdot 2796 - (788,1 - 707,3) \cdot [420 - 0,01 \cdot 5 \cdot (884,4 - 420)]}{(916,4 - 252,1) - (788,1 - 707,3)} = \\ &= 3128,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned} \quad (4.45)$$

де i^K_{BG} – ентальпія відхідних газів за котлом утилізатором $i^K_{BG} = i''_{BG(E)}$;

i_{PB} – ентальпія підживлюючої води, приймається $420,0 \text{ кДж/кг}$.

Температура перегрітої пари t_{III} визначається по таблицях водяної пари (див. додаток М) відповідно до отриманого значення ентальпії перегрітої пари i_{III} . Температура перегрітої пари на виході з пароперегрівника по таблицях водяної пари при $i_{III} = 3128,2 \text{ кДж/кг}$ склала $t_{III} = 346^\circ\text{C}$.

Розбіжність між значеннями, раніше прийнятими і отриманими в результаті розрахунку температурами перегрітої пари, склала:

$$\delta = \frac{|346 - 340|}{346} \cdot 100 = 1,7\% < 5\%,$$

що задовольняє умові розрахунку методом послідовного наближення.

Паропродуктивність котла-утилізатора визначається за формулою:

$$D_{KV} = \frac{Q_{(III)}}{(i_{III} - i'')} = \frac{2626,6 \cdot 3600}{(3128,2 - 2796) \cdot 10^3} = 28,5 \frac{\text{т}}{\text{год}}, \quad (4.46)$$

де $Q_{(III)}$ – кількість теплоти, переданої відхідними газами парі у пароперегрівнику.

Коефіцієнт корисної дії котла-утилізатора визначається за формулою:

$$\eta_{KV} = \frac{D_{KV} \cdot (i_{III} - i_{IV})}{V_{BG} \cdot i_{BG}^{II}} \cdot 100 = \frac{28,5 \cdot 10^3 \cdot (3128,2 - 420,0)}{120 \cdot 10^3 \cdot 916,4} \cdot 100 = 70\%, \quad (4.47)$$

Годинна економія палива відповідно склала:

$$B_E = 0,034 \cdot V_{BG} \cdot i_{BG}^{II} \cdot \eta_{KV} / \eta_{IIIK} = 0,034 \cdot 120000 \cdot 916,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 / 0,9 = 2908 \text{ кг у.п.}, \quad (4.48)$$

де η_{IIIK} – к.к.д. заміщеного котлом-утилізатором паливного парового котла, приймається 0,9.

Результати перевірного теплового розрахунку котла-утилізатора зводяться в таблицю 4.3.

Таблиця 4.3 – Результати перевірного теплового розрахунку котла-утилізатора

<i>Найменування показників</i>	<i>Позначення</i>	<i>Величина</i>
1	2	3
Температура відхідних газів перед котлом, °С	t_{BG}^{II}	630
Температура відхідних газів за передвключеною випарною секцією, °С	$t_{BG1}^{//}$	546
Температура відхідних газів за пароперегрівником, °С	$t_{BG(III)}^{//}$	493
Температура відхідних газів за випарними поверхнями нагрівання, °С	$t_{BG(VIII)}^{//}$	245
Температура відхідних газів за економайзером (на виході з котла), °С	t_{BG}^K	183
Паропродуктивність котла, т/год	D_{KV}	28,5
Параметри перегрітої пари		
-тиск, МПа	P_{III}	1,8
-температура, °С	t_{III}	346
Коефіцієнт корисної дії котла, %	η_{KV}	70
Годинна економія палива, кг у.п.	B_E	2908

ЛИТЕРАТУРА

1. Теплоэнергетика металлургических заводов: Учебник для вузов / Ю.И. Розенгарт, З.А. Мурадова, Б.З. Теверовский и др. Под ред. Ю.И. Розенгарта. – М.: Металлургия, 1985. – 303 с.
2. Розенгарт Ю.И., Якобсон Б.И., Мурадова З.А. Вторичные энергетические ресурсы черной металлургии и их использование. – К.: Вища школа, 1988. – 328 с.
3. Вторичные энергоресурсы и энерготехнологическое комбинирование в промышленности: Учебник для вузов/ Н.А. Семененко, Л.И. Куперман, С.А. Романовский и др. – К.: Вища школа. 1979. – 296с.
4. Котлы-утилизаторы и энерготехнологические агрегаты / А.П. Воинов, В.А. Зайцев, Л.И. Куперман, Л.Н. Сидельковский. Под ред. Л.Н. Сидельковского. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 272с.
5. Котлы-утилизаторы и котлы энерготехнологические: Отраслевой каталог. - М.: НИИЭинформэнергомаш, 1985. – 92с.
6. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Н.В. Кузнецова, В.В. Митора, И.Е. Дубровского и др. – М.: Энергия, 1973. – 295 с.
7. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

ДОДАТОК А

Номінальні технічні характеристики водотрубних конвективних котлів-утилізаторів

Найменування показників	Типорозмір котла								
	КУ-60		КУ-80		КУ-100		КУ-125		КУ-150
	1,8МПа	4,5МПа	1,8МПа	4,5МПа	1,8МПа	4,5МПа	1,8МПа	4,5МПа	4,5МПа
Витрата відхідних газів, тис.м ³ /год	60	60	80	80	100	100	125	125	150
Температура відхідних газів, °С									
- на вході в котел	650	850	650	850	850	850	850	850	850
- на виході з котла	219	252	216	248	242	242	220	230	213
Паропродуктивність, т/год	13,8	19,0	18,4	25,8	33,9	32,6	42,4	40,8	50,5
Параметри перегрітої пари									
-тиск, МПа	1,8	4,5	1,8	4,5	1,8	4,5	1,8	4,5	4,5
-температура, °С	340	392	336	385	360	382	365	385	393

ДОДАТОК Б

Конструктивні характеристики водотрубних конвективних котлів-утилізаторів
відповідно до їхніх типорозмірів

Найменування характеристик	Типо-розмір котла	Випарні секції				Пароперегрівник		Економ-айзер
		1	2	3	4	P=4,5МПа	P=1,8МПа	
Площа поверхні нагрівання F , м ²	КУ-60	46	173	192	175	70	70	247
	КУ-80	60	219	244	221	87	87	370
	КУ-100	85	285	315	295	110	110	460
	КУ-125	110	370	410	380	145	145	615
	КУ-150	133	415	475	436	166	-	725
Число рівнобіжно включених змійовиків, шт.	КУ-60	28	60	60	60	30	60	16
	КУ-80	36	76	76	76	38	76	24
	КУ-100	40	80	80	80	40	80	24
	КУ-125	52	104	104	104	52	104	32
	КУ-150	64	120	120	120	60	-	32
Площа живого перетину для проходу газів $f_{ВГ}$, м ²	КУ-60	7,0	5,06	5,06	4,63	5,06	5,06	4,55
	КУ-80	8,63	6,34	6,34	5,77	6,34	6,34	6,36
	КУ-100	10,8	8,04	8,04	7,35	8,04	8,04	7,67
	КУ-125	13,2	10,3	10,3	9,4	10,3	10,3	9,8
	КУ-150	16,6	12,5	12,5	11,5	12,5	-	9,65
Площа живого перетину для проходу пароводяної суміші, пари чи води $f_{ПВ}$, м ²	КУ-60	0,0148	0,0318	0,0318	0,0318	0,0159	0,0318	0,0085
	КУ-80	0,0404	0,0404	0,0404	0,0404	0,0202	0,0404	0,0127
	КУ-100	0,0212	0,0425	0,0425	0,0425	0,0212	0,0425	0,0127
	КУ-125	0,0276	0,0552	0,0552	0,0552	0,0276	0,0552	0,0170
	КУ-150	0,034	0,0636	0,0636	0,0636	0,0318	-	0,0170
Конструктивні характеристики однакові для всіх типорозмірів котлів								
Діаметр труб (зовнішній/внутрішній) $d_з/d_{вн}$, мм		32/26						
Число рядів труб по ходу газів z , шт.		12	20	22	22	8	8	2x20 3x16*
Кроки труб:								
- по ширині пучка s_1 , мм		172	86	86	86	86	86	90
- по глибині пучка s_2 , мм		70	70	70	70	70	70	70

*/ для котла-утилізатора КУ-150

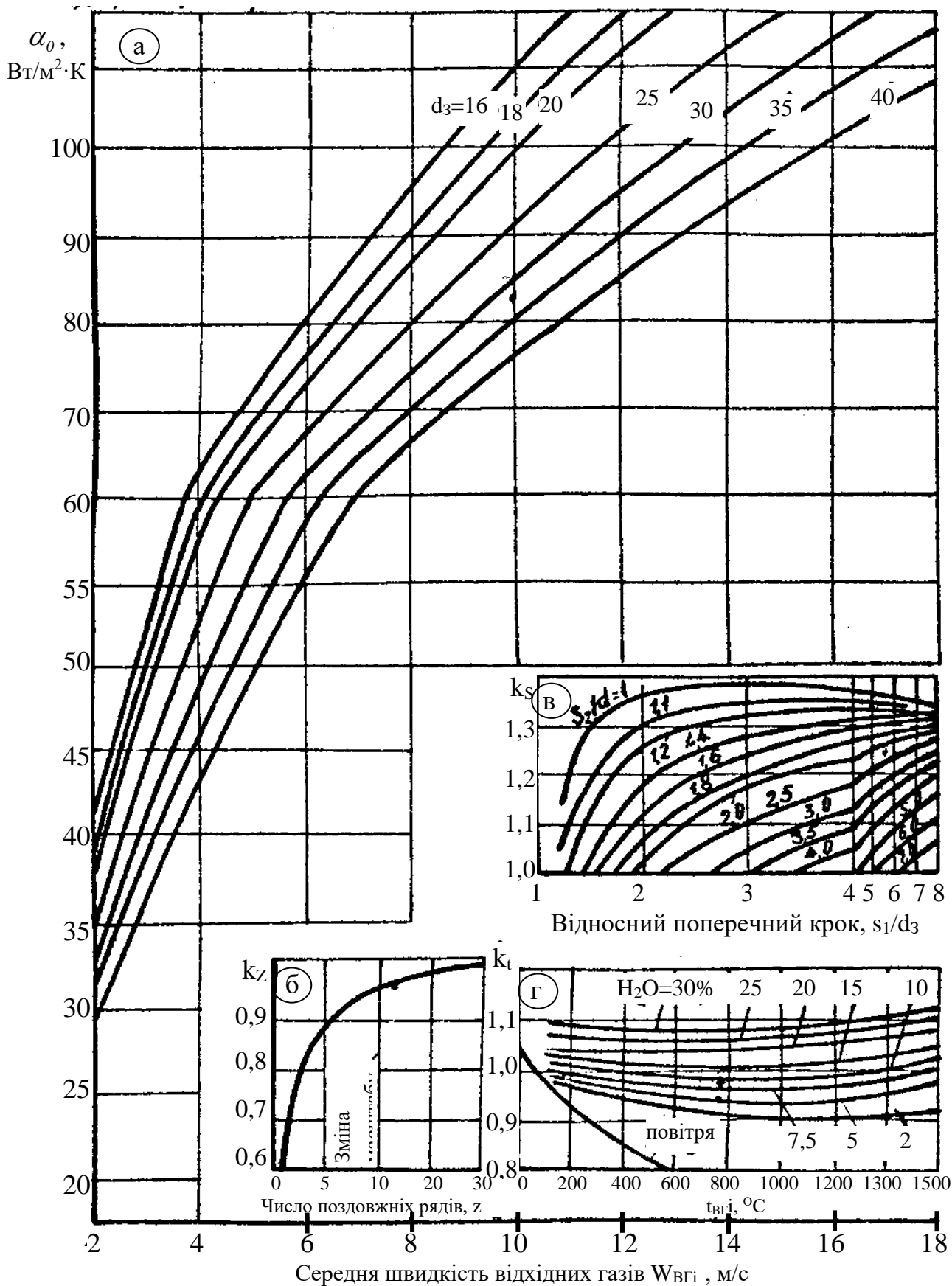
ДОДАТОК В

Ентальпії киплячої води та сухої насиченої пари

Тиск Р, МПа	Температура кипіння t' , °С	Ентальпія киплячої води i' , кДж/кг	Ентальпія сухої насиченої пари i'' , кДж/кг
1,0	179,88	762,7	2778
1,1	184,05	781,1	2781
1,2	187,95	798,3	2785
1,3	191,60	814,5	2787
1,4	195,04	830,0	2790
1,5	198,28	844,6	2792
1,6	201,36	858,3	2793
1,7	204,30	871,6	2795
1,8	207,10	884,4	2796
1,9	209,78	896,6	2798
2,0	212,37	908,5	2799
2,1	214,84	919,8	2800
2,2	217,24	930,9	2801
2,3	219,55	941,5	2801
2,4	221,77	951,8	2802
2,5	223,93	961,8	2802
2,6	226,03	971,7	2803
2,7	228,06	981,3	2803
2,8	230,04	990,4	2803
2,9	231,96	999,4	2803
3,0	233,83	1008,3	2804
3,2	237,44	1025,3	2803
3,4	240,88	1041,9	2803
3,6	244,16	1057,3	2802
3,8	247,31	1072,7	2802
4,0	250,33	1087,5	2801
4,2	253,24	1101,7	2800
4,4	256,05	1115,3	2798
4,6	258,75	1128,8	2797
4,8	261,37	1141,8	2796
5,0	263,91	1154,4	2794

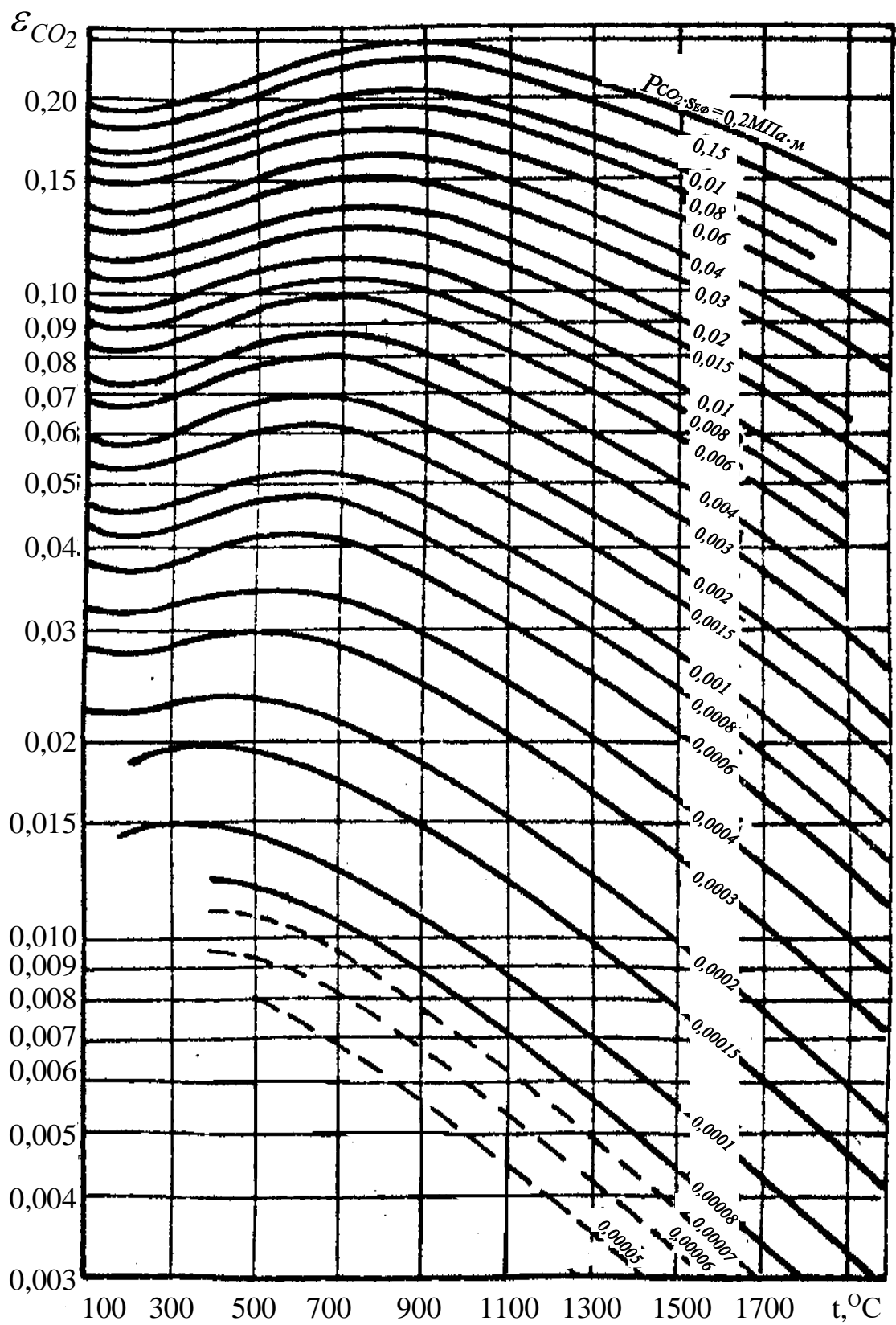
ДОДАТОК Г

Номограми для визначення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією α_K при поперечному обтіканні газом гладкотрубного пучка труб при шаховому розташуванні



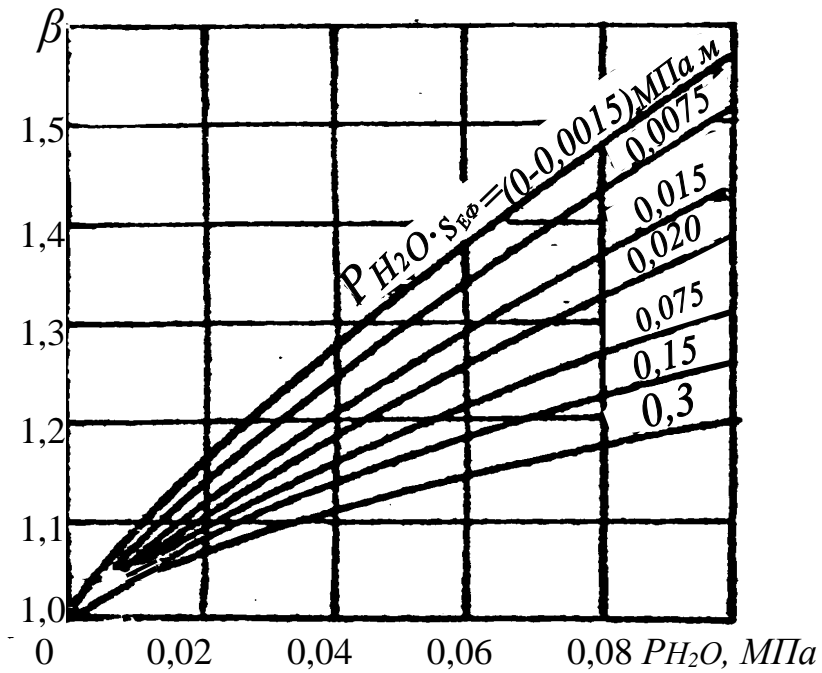
ДОДАТОК Д

Графіки для визначення ступеня чорноти ϵ_{CO_2}



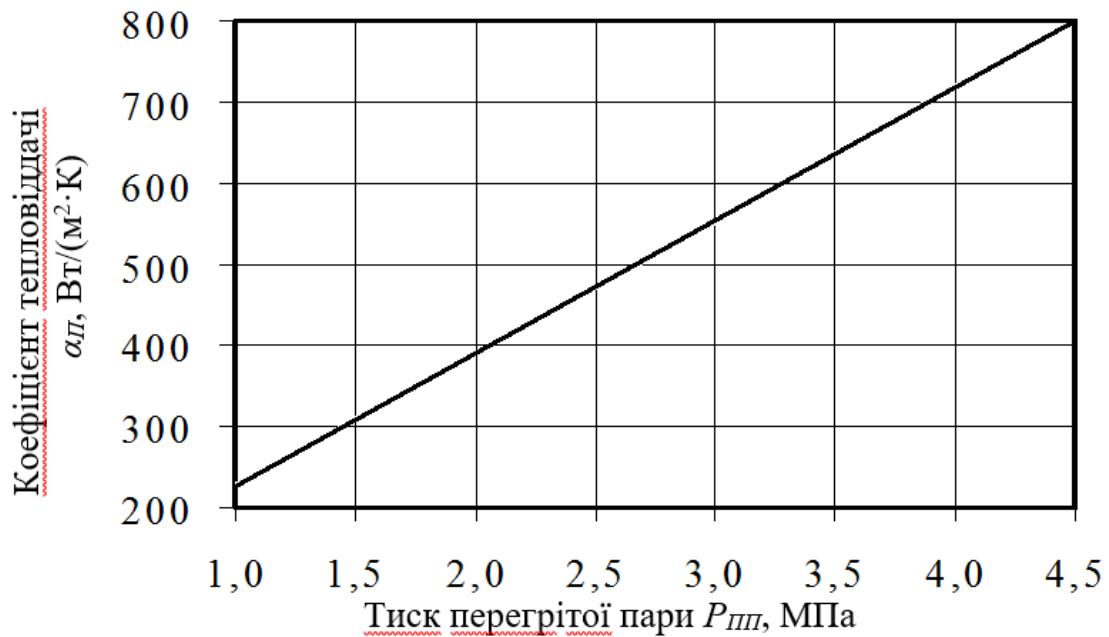
ДОДАТОК К

Графіки для визначення поправочного коефіцієнта β



ДОДАТОК Л

Значення коефіцієнта тепловіддачі від стінок труб пароперегрівника до пари різних тисків при температурі перегрітої пари $350 \div 450^\circ\text{C}$



ДОДАТОК М

Тиск Р, МПа	Температура t, °С										
	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
1,0	419	503	589	675	2778	2827	2874	2918	2962	3005	3048
1,2	419	504	589	675	763	2816	2865	2911	2955	2999	3042
1,4	420	504	589	675	763	2803	2855	2902	2948	2992	3034
1,6	420	504	589	675	763	852	2844	2893	2940	2986	3030
1,8	420	504	589	675	763	852	2833	2884	2932	2979	3025
2,0	420	504	589	675	763	852	2821	2875	2924	2872	3019
3,0	421	505	590	676	763	852	913	2823	2882	2937	2988
4,0	422	506	591	677	764	853	943	1037	2834	2898	2955
5,0	423	506	591	677	764	853	944	1037	1135	2854	2920
Тиск Р, МПа	Температура t, °С										
	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	
1,0	3091	3134	3177	3220	3263	3306	3349	3392	3435	3479	
1,2	3086	3129	3173	3216	3260	3302	3346	3390	3433	3477	
1,4	3080	3125	3169	3213	3256	3300	3344	3387	3431	3474	
1,6	3075	3120	3164	3209	3253	3297	3341	3384	3428	3472	
1,8	3071	3116	3160	3205	3249	3294	3338	3381	3425	3470	
2,0	3065	3111	3156	3201	3246	3291	3335	3379	3432	3468	
3,0	3038	3087	3135	3182	3229	3275	3321	3366	3411	3456	
4,0	3010	3062	3113	3162	3211	3259	4406	3353	3399	3445	
5,0	2980	3036	3090	3142	3193	3242	3291	3339	3386	3433	