

Федоров С.С., Сибір А.В., Губинський М.В.,
Губинський С.М., Гогоці О.Г., Форись С.М.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ОХОЛОДЖЕННЯ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕКТРОТЕРМІЧНИХ ПЕЧЕЙ КИПЛЯЧОГО ШАРУ

Анотація. Метою дослідження є удосконалення технологічної схеми утилізації теплоти та очищення відхідних газів електротермічних печей киплячого шару для рафінування графіту на основі радіаційного охолоджувача поверхневого типу із водяним охолодженням та вивчення впливу його режимних та геометричних параметрів на глибину охолодження запиленого газового потоку. Параметричні дослідження процесів тепло- та масообміну у радіаційному охолоджувачі виконані теоретичним шляхом на основі розробленої математичної моделі. У моделі враховані процеси радіаційного-конвективного теплообміну в об'ємі пило-газового потоку, залежність теплофізичних властивостей газу та матеріалу від температури, а також теплові ефекти фазового переходу. На основі проведених розрахунків встановлено, що основними факторами, які впливають на глибину охолодження відхідних газів є його довжина, діаметру каналу, дотримання газодинамічного режиму печі з мінімальним виходом димових газів та концентрації пилу. Водночас початкова температура газів та введення «охолоджуючого» (додаткового) пилу характеризуються незначним впливом на кінцеву температуру за визначеної довжини теплообмінника. Показано, що через високу температуру, для забезпечення надійності роботи радіаційного охолоджувача, за інших рівних умов доцільні інтенсифікація тепловіддачі з боку холодного теплоносія, введення «охолоджуючого» пилу або використання додаткових вставок із вуглецевої повсті.

Ключові слова: електротермічна піч, рафінування графіту, запилені гази, охолодження

Постановка проблеми. Існуюча технологія відведення та утилізації відхідних газів електротермічних печей киплячого шару (ЕПКШ) має наступну послідовність операцій (рис. 1). Гази від печі потрапляють у допалювач, де відбувається згоряння переважно вуглевмісних частинок за рахунок неорганізованої подачі повітря. Після допалювача гази з температурою 900-1000°C охолоджуються у котлі-утилізаторі до 300°C; далі спрямовуються у циклон та скруббер для видалення пилу й нейтралізації сірки та інших сполук. Стабілізація температури

ри газів перед котлом-утилізатором досягається за рахунок надлишку повітря у допалювачі. Аналіз матеріального балансу потоків газу і матеріалу наявної схеми (рис. 1) показує, що її істотним недоліком є збільшення кількості димових газів у допалювачі майже в 30-50 разів. Ця особливість ускладнює їх подальшу обробку та збільшує габарити та вартість всієї системи.

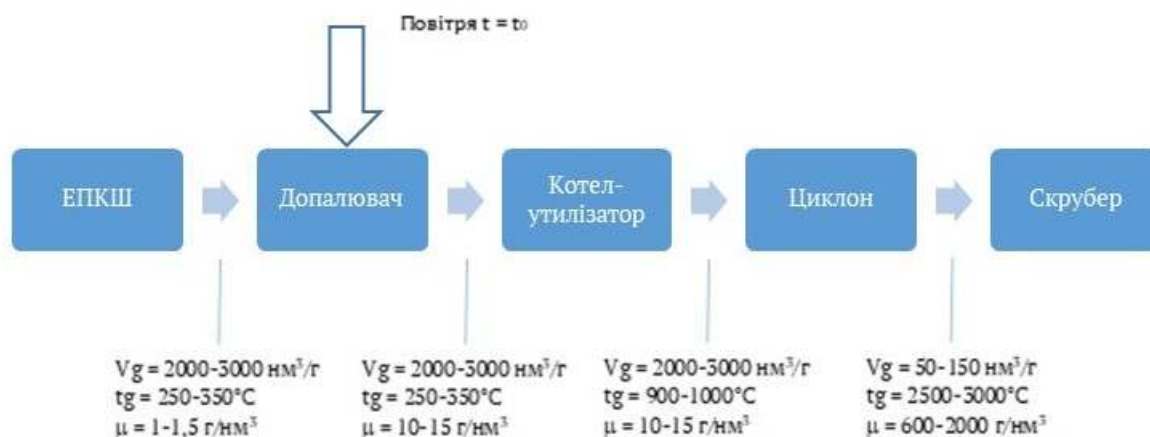


Рисунок 1 - Технологічна схема обробки відхідних газів ЕПКШ:

а) на основі допалювача; б) на основі радіаційного охолоджувача із додаванням дисперсного матеріалу

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За результатами теоретичних досліджень теплової роботи (електротермічних печей киплячого шару) ЕПКШ та досвіду експлуатації печей-аналогів встановлено, що димові гази таких агрегатів характеризуються високим температурним потенціалом до $2500-3000^\circ\text{C}$ [1-2]. Для печей із продуктивністю 1000 т/г вихід газу становить $50-150 \text{ нм}^3/\text{год}$, а неконтрольований винос матеріалу із газами сягає 10%, що еквівалентно вмісту пилу до $2000 \text{ г}/\text{м}^3$. Газова фаза – це переважно агент псевдозрідження разом із леткими компонентами у кількості до 5-10%. Тверда фаза представлена частками вуглецевої сировини, напівпродукту, очищеного матеріалу та конденсованої фази мінеральних домішок.

Отже технологічність процесу рафінування вуглецевої сировини в ЕПКШ може бути значно удосконалена саме за рахунок виключення зі схеми допалювача, відповідно зменшення кількості газу в системі утилізації теплоти та очищення газів, який у підсумку потрапляє в атмосферу. В цьому зв'язку, науковими співробітниками кафедри енергетичних систем та енергоменеджменту НМетАУ разом із інженерами Thermal and Material Engineering Center запропонована нова схема на основі заміни допалювача на високотемпературний раді-

аційний охолоджувач поверхневого типу. Запропонована схема також передбачає можливість додаткового введення холодного дисперсного матеріалу, що має на меті більш глибоке охолодження газу, стабілізацію температури середовища перед котлом утилізатором.

Мета дослідження. Метою роботи є удосконалення існуючої технологічної схеми утилізації теплоти та очищення відхідних газів електротермічних печей киплячого шару для рафінування графіту на основі радіаційного охолоджувача поверхневого типу із водяним охолодженням та відповідно вивчення впливу його режимних та геометричних параметрів на глибину охолодження запиленого газового потоку.

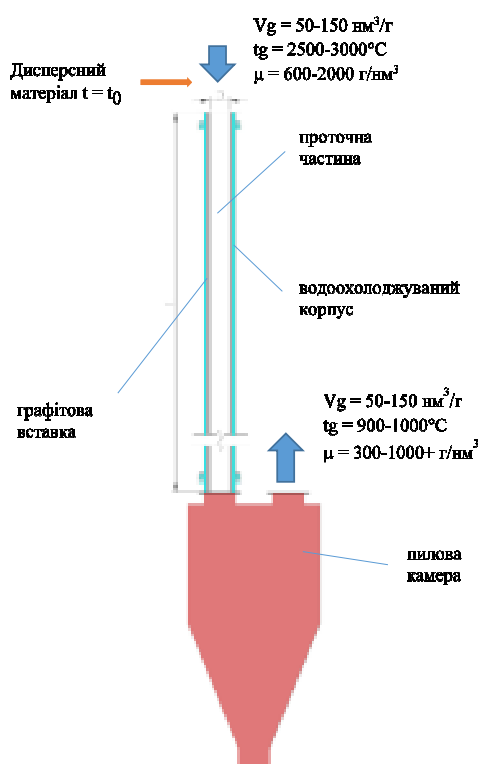


Рисунок 2 - Ескіз радіаційного охолоджувача відхідних газів разом із пиловою камерою

Викладення основного матеріалу дослідження. Згідно до фізичних процесів, що перебігають у радіаційних апаратах – аналогах до запропонованої конструкції охолоджувача (рис. 2), постановка задачі охолодження високотемпературного газо-дисперсного потоку має враховувати радіаційний та конвективний теплообмін між потоком і стінкою, радіаційний теплообмін всередині запиленого потоку (між окремими об'єктами), конвективне перенесення теплоти самим потоком [3-4], а також теплоту фазового переходу при конденсації

хімічних сполук. З огляду на складність відокремлення конвективної та радіаційної складової теплообміну в системі газ-матеріал, а також стаціонарності задачі, в якості припущення прийнято до розгляду газо-дисперсну систему як єдиного гомогенного середовища – у межах певного об'єму (зони) теплообмінника, температура пилу та газу однакова.

Розрахункова схема теплообміну представлена на рис. 3. Весь охолоджувач уздовж руху потоку поділений на елементарні об'єми з кроком dl . Для теплообмінника довжиною L кількість розрахункових ділянок для газу та стінки становить відповідно $N = L / dl$. Кожен елементарний об'єм заповнений сірим середовищем із ступенем чорності $\varepsilon_{r,i}(T_{r,i}, \mu)$, яка є функцією температури та концентрації часток пилу.

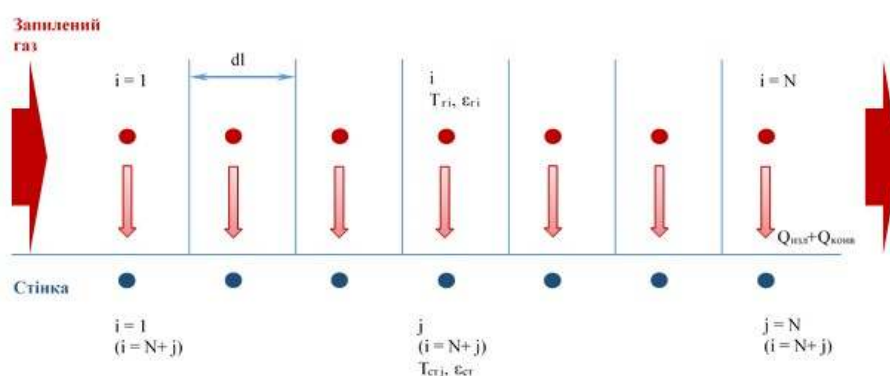


Рисунок 3 - Розрахункова схема зовнішнього теплообміну у радіаційному охолоджувачі

У розрахунках випромінювання із поглинаючою середою використовувались так звані узагальнюючі кутові коефіцієнти випромінювання (УККВ), які враховують як взаємно орієнтацію випромінюючих елементів так і поглинаючі властивості газу, що розділяє ці елементи [5]. Водночас, з огляду на спрощену геометрію радіаційного охолоджувача (прямий канал однакового перетину) визначення УККВ здійснювалося за алгебраїчною методикою відповідно до схеми на рис. 3 на основі властивостей «взаємності» та «замкненості» кутових коефіцієнтів.

Окрім цього в математичній моделі врахована залежність теплофізичних властивостей газу та матеріалу від температури [6-7]. Достовірність розробленої математичної моделі обумовлена використанням загально-прийнятих математичних залежностей, даних про теплофізичні властивості речовин, а також дотриманням умов матеріального та теплового балансу у кожному розрахунковому

вому елементі. Система з 2-N рівнянь вирішувалась методом ітерацій. Критерієм збіжності рішення виступав модуль нев'язки теплового балансу $< 0,01\%$ між теплотою відданою пиле-газовим потоком та теплотою переданою до охолоджуючої води.

Діапазон зміни вихідних параметрів у дослідженнях з урахуванням даних про роботу подібних печей був прийнятий наступним: температура газу на виході з ЕПКШ $t_r = 2500-3000^\circ\text{C}$; витрата відхідних газів з печі $V_r = 50-150 \text{ м}^3/\text{г}$; концентрація пилу у газі $\mu = 400-2000 \text{ г}/\text{м}^3$; діаметр часток пилу $d_c = 100-300 \text{ мкм}$; внутрішній діаметр проточної частини теплообмінника $D = 0,05-0,4 \text{ м}$; додаткове «запилення» потоку холодним матеріалом прийнято на рівні $\mu_+ = 0-2000 \text{ г}/\text{м}^3$.

У розрахунковій моделі для визначення якісного впливу наведених параметрів на охолодження відхідних газів прийнято, що радіаційний теплообмінник має довжину 5 м. За цих умов розрахунковий крок уздовж поверхні теплообміну становив 0,1 м. Товщина графітової футеровки та сталевого кожуху відповідно дорівнювали 50 мм та 5 мм. Інтенсивність охолодження з боку води дорівнювала $1500 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$. В якості базової розрахункової точки, відносно якої відслідковувалась зміна кожного фактору, прийняті наступні характеристики: $t_r = 2500^\circ\text{C}$; $V_r = 50 \text{ м}^3/\text{г}$; $\mu = 2000 \text{ г}/\text{м}^3$; $d_c = 100 \text{ мкм}$; $D = 0,05 \text{ м}$; $\mu_+ = 0 \text{ г}/\text{м}^3$.

На рис. 4 представлено розрахункове температурне поле в точках по газу t_r , на внутрішній поверхні $t_{\text{ст вн}}$ та зовнішній поверхні з боку води $t_{\text{ст зов}}$ в радіаційному охолоджувачі. Для прийнятих базових умов температура газів на виході із теплообмінника довжиною у 5 м складає близько 600°C . Температури $900-1000^\circ\text{C}$, прийнятні для водотрубного котла-утилізатора (рис. 1), досягаються за 2,5-3,0 м по ходу газів.

Залежність теплового навантаження ділянок довжиною $\Delta l = 0,1 \text{ м}$ по відношенню до теплового потенціалу відхідних газів на вході представлена червоною кривою $\Delta Q/Q_{r0}$. Теплова ефективність апарату $\Sigma(\Delta Q/Q_{r0})$ досягає $80,7\%$. Найбільша інтенсивність радіаційного теплообміну й відповідно охолодження газів спостерігається на першому метрі руху газів, де вони втрачають майже 50% відсотків свого теплового потенціалу.

Слід також зауважити, що уздовж перших 1,0-1,5 м зовнішньої стінки охолоджувача, яка контактує безпосередньо з водою, температура приймає значення $90-188^\circ\text{C}$. Отже у розробці необхідно враховувати цю особливість або шляхом створення додаткового штучного термічного опору за рахунок теплоізолюючих вкладишів між графітовою та сталевую стінкою, або за рахунок за-

безпечення відповідного тиску води вище точки кипіння. Можливий також варіант інтенсифікації тепловіддачі з боку води.

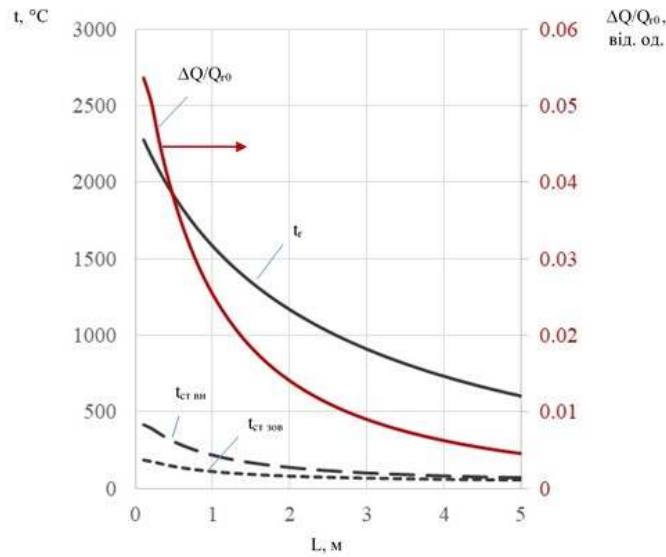


Рисунок 4 - Температурне поле в радіаційному охолоджувачі відхідних газів: $t_{\text{в}} = 2500^{\circ}\text{C}$; $V_{\text{г}} = 50 \text{ нм}^3/\text{г}$; $\mu = 2000 \text{ г}/\text{нм}^3$; $d_{\text{ч}} = 100 \text{ мкм}$; $D = 0,05 \text{ м}$; $\mu_{+} = 0 \text{ г}/\text{нм}^3$

З огляду на робочі температури ЕПКШ до 3000°C доцільним є аналіз роботи апарата за умов критичних теплових навантажень (рис. 5). Як впливає з отриманих результатів в інтервалі $2500\text{--}3000^{\circ}\text{C}$, збільшення початкової температури запилених газів майже не впливає на кінцеву температуру потоку – $t_{\text{г}} = 605\text{--}633^{\circ}\text{C}$. Таким чином, з урахуванням теплової інерційності внутрішньої оснащення слід очікувати стабільність цього параметру відносно коливань температури на вході. Водночас, за умов сталого підвищення початкової температури, збільшується теплове навантаження перших ділянок по ходу газів, температура яких з боку води може сягати 270°C для прийнятих умов зовнішнього охолодження, що унеможливить роботу апарату.

Дослідження впливу збільшення діаметру проточної частини показало помітну залежність глибини охолодження від цього показника (рис. 6). Для каналу розміром 400 мм температура потоку $900\text{--}1000^{\circ}\text{C}$ досягається вже по довжині $0,3\text{--}0,4 \text{ м}$. А розрахункова температура на виході з теплообмінника доходить до 86°C .

Можна вказати, що вплив розміру каналу проявляється через два механізми. По-перше, пропорційне збільшення загальної поверхні, що відводить теплоту. По-друге, збільшення так званої ефективної довжини променя, яка сприяє зростанню ступеню чорності випромінюючих об'ємів. Саме цими двома фа-

кторами пояснюються наявний вплив і, через це, розрахункова температура стінки з боку води за прийнятих умов збільшується до 279°C, що свідчить про неможливість експлуатації теплообмінника.

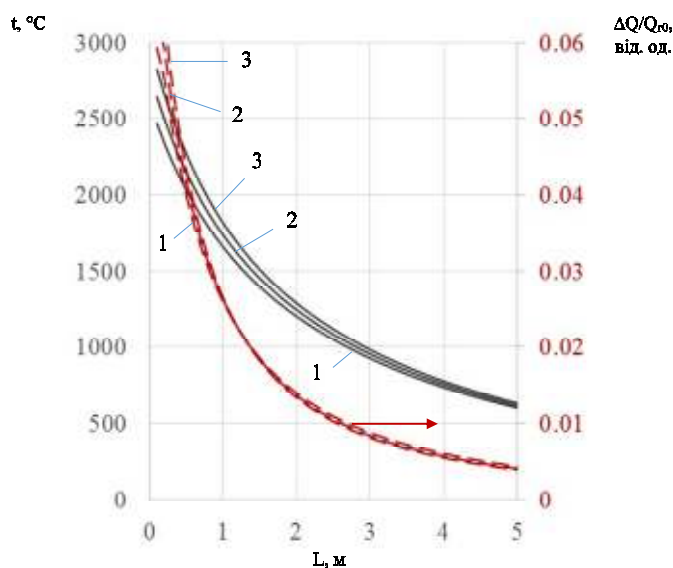


Рисунок 5 - Вплив температури відхідних газів на роботу радіаційного охолоджувача: 1 – $t_r = 2600^\circ\text{C}$; 2 – $t_r = 2800^\circ\text{C}$; 3 – $t_r = 3000^\circ\text{C}$

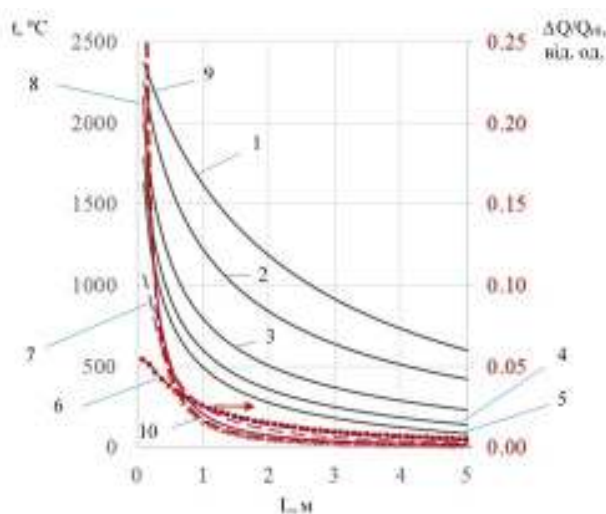


Рисунок 6 - Вплив діаметру проточної частини на роботу радіаційного охолоджувача: 1-5 – t_r ; 6-10 – $\Delta Q/Q_0$; 1, 6 – $D = 50$ мм; 2, 7 – $D = 100$ мм; 3, 8 – $D = 200$ мм; 4, 9 – $D = 300$ мм; 5, 10 – $D = 400$ мм

Збільшення витрати відхідних газів ЕПКШ обумовлено складністю контролю газодинамічного режиму роботи агрегату (рис. 7). Технологія електротермічних печей потребує інтенсивного перемішування матеріалу, натомість

надлишок газу призводить до невиправданих втрат теплоти, виносу матеріалу та додаткових витрат агенту псевдозрідження.

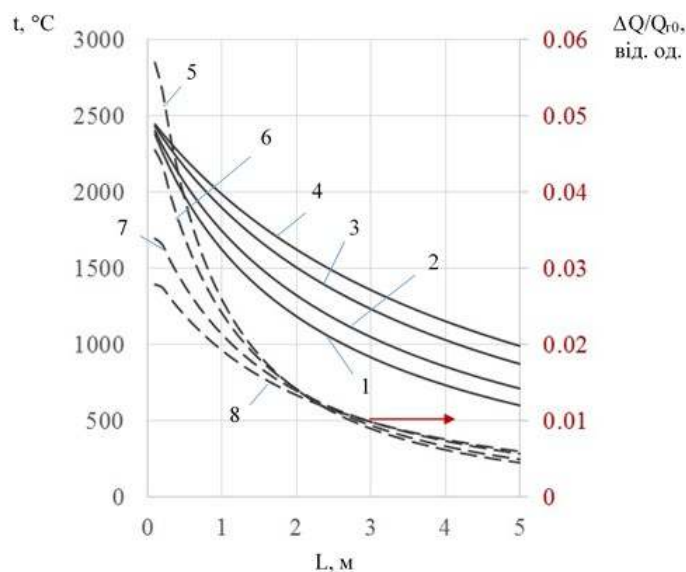


Рисунок 7 - Вплив витрати запиленого газу на роботу радіаційного охолоджувача: 1-4 – t_r ; 5-8 – $\Delta Q/Q_{r0}$; 1, 5 – $V_r = 50 \text{ нм}^3/\text{г}$; 2, 6 – $V_r = 70 \text{ нм}^3/\text{г}$; 3, 7 – $V_r = 110 \text{ нм}^3/\text{г}$; 4, 8 – $V_r = 150 \text{ нм}^3/\text{г}$

Водночас складність системи підведення азоту не дозволяє стовідсотково контролювати витік газу через нещільності, що надходить безпосередньо у шар. Тому можливі реальне збільшення витрати агенту через шар в декілька разів.

Як впливає результатів чисельного моделювання (рис. 7) збільшення витрати газу через шар у діапазоні 50-150 нм³/год очікувано погіршує роботу охолоджувача з точки зору кінцевої температури потоку, яка збільшується з 600 до 987°C. Доля теплоти засвоєна теплообмінником зменшується з 80,7% до 65,3%. Проте в абсолютному вимірі теплове навантаження навпаки збільшується майже в 2,5 рази. Отже цей фактор суттєво впливає на показники роботи та потребує обов'язкового врахування у розробці конструкції.

Стосовно початкової концентрації пилу (рис. 8) можна зазначити незначний вплив цього параметру в інтервалі 400-2000 г/нм³ на кінцеву температуру газу. Зменшення концентрації супроводжується пропорційним зниженням теплового потенціалу газу оскільки витратні теплоємності твердої та газової фази співставні за прийнятих умов (табл. 1). З іншого боку це призводить до менших значень ступеню чорності потоку, тобто відповідно погіршує радіаційний теплообмін з позвехньою. Водночас так зване збільшення «прозорості» се-

редовища за рахунок менших концентрацій пилу у підсумку покращує взаємний теплообмін між віддаленими відносно одне одного газовими об'ємами та стінками.

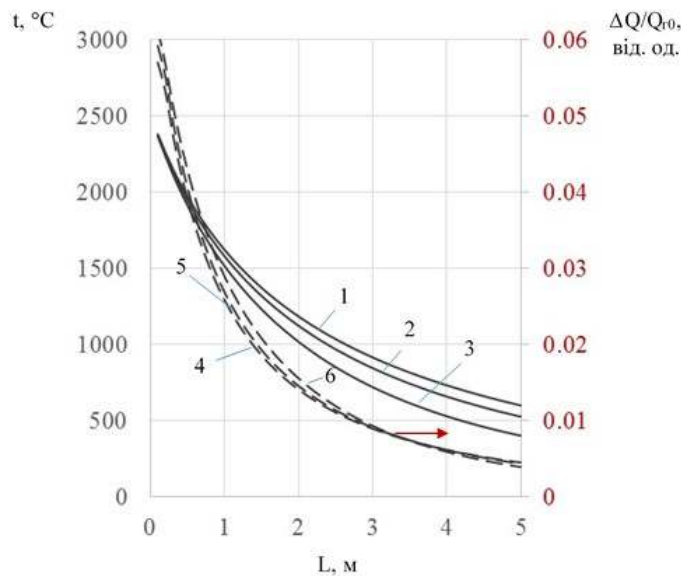


Рисунок 8 - Вплив концентрації пилу на роботу радіаційного охолоджувача: 1-3 – t_r ; 4-6 – $\Delta Q/Q_0$; 1, 4 – $\mu = 2000 \text{ г/нм}^3$; 2, 5 – $\mu = 1200 \text{ г/нм}^3$; 3, 6 – $\mu = 400 \text{ г/нм}^3$

Таблиця 1

Зв'язок концентрації пилу та теплового потенціалу твердої фази ($t = 2500^\circ\text{C}$)

Концентрація пилу, г/нм^3	400	1200	2000
Доля теплового потенціалу твердої фази, %	37	63	74

Таким чином протилежна взаємодія перелічених факторів у підсумку дає лише зменшення кінцевої температури з 600°C до 400°C . Відносна доля відведеної теплоти збільшується і становить $87,1\%$ проти $80,7\%$ у базовому варіанті.

Аналогічним чином проявляється взаємодія зазначених факторів при додатковому запиленні потоку (рис. 9). Як видно з результатів, застосування заходу дозволяє зменшити температуру газів на вході, водночас кінцева температура залишається практично на тому ж рівні $583\text{-}600^\circ\text{C}$. При цьому теплова ефективність роботи теплообмінника погіршується майже на 15% через збільшення теплових втрат саме з транзитним пилом.

Максимальна температура стінки з боку води при запиленні зменшується до 130°C . У підсумку можна зазначити, що у дослідженому діапазоні доцільність додаткового запилення дає незначний з точки зору інтенсифікації теплообміну.

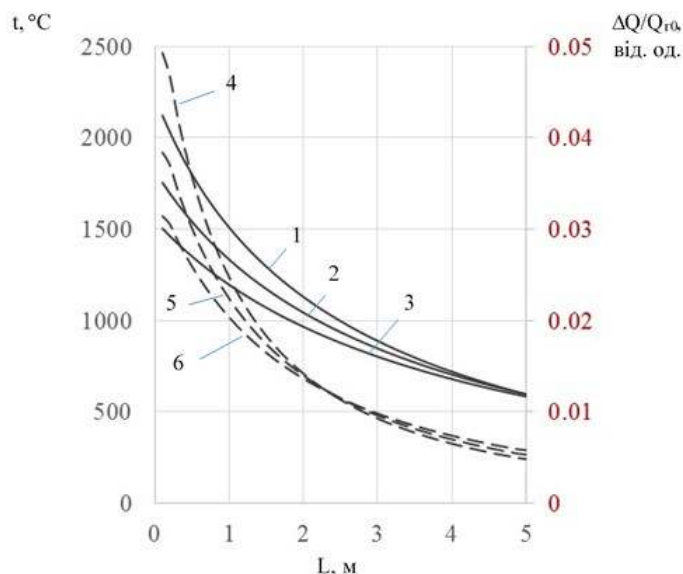


Рисунок 9 - Вплив додаткової подачі пилу на роботу радіаційного охолоджувача: 1-3 – t_r ; 4-6 – $\Delta Q/Q_{г0}$; 1, 4 – $\mu^+ = 400 \text{ г/нм}^3$; 2, 5 – $\mu^+ = 1200 \text{ г/нм}^3$; 3, 6 – $\mu^+ = 2000 \text{ г/нм}^3$

Останнім з досліджених факторів є розмір часток пилу у потоці. Зазначений параметр є режимним та визначається умовами роботи ЕПКШ. Оскільки піч призначена для обробки широкого класу матеріалів, то доцільно дослідити саме для природних графітів. За отриманими результатами, збільшення діаметру до 300 мкм погіршує умови зовнішнього теплообміну: температура потоку на виході становить 765°C . Відповідно інтенсивність теплообміну знижується на 8-9%. Таким чином, розрахунках радіаційного охолоджувача доцільно орієнтуватися на частинки максимального діаметру.

Відповідно до виконаних досліджень для ЕПКШ продуктивністю до 1000 кг/год конструкція радіаційного охолоджувача газів до 1000°C повинна враховувати: максимально можливі температуру потоку 3000°C , витрату газу $150 \text{ нм}^3/\text{г}$, розмір часток пилу та унесення пилу до 100 кг/м^3 (670 г/нм^3). Доцільність додаткового запилення потоку, окрім інтенсифікації охолодження, потребує обґрунтування з точки зору властивостей вихідної сировини. Наприклад, підхід може бути виправданий у вирішенні двох задач: 1) зниження температури газів на вході в теплообмінник; 2) створення додаткових осередків десублімації во-згонів.

Стосовно остаточного вибору діаметру та довжини теплообмінника визначальним має бути саме розміри ділянки доступні для встановлення обладнання. Крім цього доцільним є дотримання співвідношення довжини та діаметру саме відповідно до умов $L \gg D$ для ефективного уловлювання пилу.

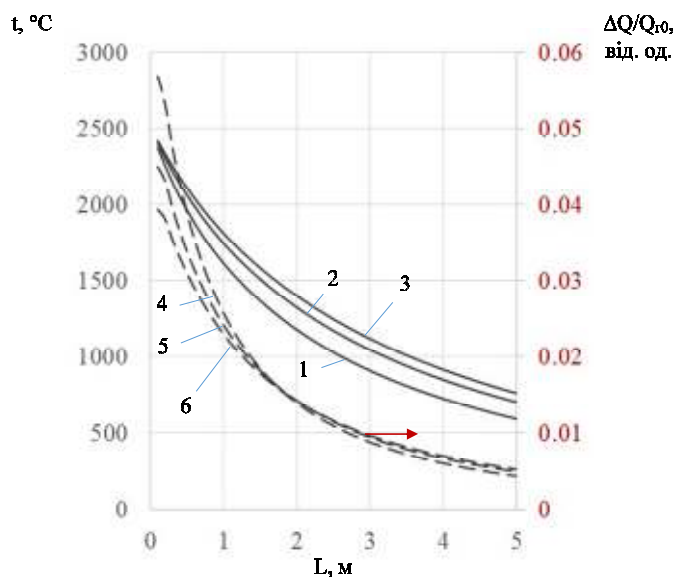


Рисунок 10 - Вплив розміру часток пилу на роботу радіаційного охолоджувача:
1-3 – t_r ; 4-6 – $\Delta Q/Q_{r0}$; 1, 4 – $d_{ч} = 100$ мкм; 2, 5 – $d_{ч} = 200$ мкм; 3, 6 – $d_{ч} = 300$ мкм

Відповідно до умов міжнародного проекту УНТЦ GIPP - P482 «Recycling of spent batteries from electric drive vehicles», виконаного за участю Національної металургійної академії України та ТОВ «Центр матеріалознавства» (м. Київ, Україна), довжина радіаційного охолоджувача прийнята на рівні 7,0 м. Розмір додаткового прошарку вуглецевої повсті між графітом та кожухом охолоджувача – 10 мм. Внутрішній діаметр охолоджувача прийнятий 100 мм згідно діаметру вихлопного патрубку печі.

Технічна характеристика розрахованого радіаційного охолоджувача представлена у таблиці 2.

Таблиця 2

Технічні характеристики радіаційного охолоджувача ЕПКШ
продуктивністю 1000 кг/год

Параметр	Од. вим.	Значення
Розрахункова витрата газів	нм ³ /год	150
Концентрація твердої фази	г/нм ³	670
Розрахункова температура газів на вході	°С	3000
Температура димових газів на виході	°С	930
Діаметр каналу	мм	100
Товщина прошарку вуглецевої повсті	мм	10
Поверхня теплообміну	м ²	2,2
Довжина	м	7,0

Висновки

1. На основі загальноприйнятих методичних підходів щодо визначення ступеню чорності запилених газів у високотемпературних установках та узагальнюючих кутових коефіцієнтів, розроблено стаціонарну зональну математичну модель радіаційного охолоджувача високотемпературного запиленого газу в інтервалі температур 3000-900°C як гомогенного середовища у межах окремих розрахункових зон, яка враховує: змінні теплофізичні властивості теплоносіїв; теплоту фазового переходу речовин; перенесення теплоти між потоком та стінками, а також в середині потоку за рахунок радіаційного та конвективного теплообміну.

2. Проведені параметричні дослідження теплової роботи радіаційного охолоджувача умовною довжиною 5 м, із товщиною графітової та сталевий стінки 50 мм й 5 мм відповідно за певних умов зовнішнього охолодження $\alpha = 1500$ Вт/м²·К, в діапазоні параметрів: початкової температури $t_r = 2500-3000$ °C; витрати відхідних газів $V_r = 50-150$ нм³/г; концентрації пилу $\mu = 400-2000$ г/нм³; діаметру часток пилу $d_c = 100-300$ мкм; внутрішнього діаметру проточної частини теплообмінника $D = 0,05-0,4$ м; додаткового «заплення» потоку холодним матеріалом прийнято на рівні $\mu_+ = 0-2000$ г/нм³.

3. З результатами проведених розрахунків встановлено, що основними факторами, які призводять до глибокого охолодження відхідних газів, окрім довжини, є збільшення діаметру каналу, дотримання газодинамічного режиму печі з мінімальним виходом димових газів та концентрації пилу. Водночас початкова температура газів та введення «охолоджуючого» пилу характеризуються незначним впливом на кінцеву температуру за визначеної довжини теплообмінника. Показано, що через високу температуру, для забезпечення надійності роботи радіаційного охолоджувача, за інших рівних умов, доцільні інтенсифікація тепловіддачі з боку холодного теплоносія, введення «охолоджуючого» пилу або використання додаткових вставок із вуглецевої повсті із збільшенням довжина апарату.

4. На основі проведених досліджень відповідно до умов міжнародного проекту УНТЦ GIPP - P482 «Recycling of spent batteries from electric drive vehicles» розроблено конструкцію радіаційного охолоджувача відхідних газів ЕПКШ з базовими технічними характеристиками: поверхня теплообміну 2,2 м²; діаметр каналу 100 мм; довжина 7,0 м. Температура на диму на виході не перевищує 930°C. Конструкція передбачає наявність вставки між графітовою вставкою та сталевий стінкою виконаної з графітової повсті товщиною 10 мм.

ЛІТЕРАТУРА / LITERATURE

1. Fedorov, S. S., Rohatgi, U. S., Barsukov, I. V., Gubynskiy, M. V., Barsukov, M. G., Wells, B. S., Livitan, M. V., Gogotsi, O. G. Ultrahigh-Temperature Continuous Reactors Based on Electrothermal Fluidized Bed Concept. *Journal of Fluids Engineering*, 2015. №138(4), P. 044502.
2. Fedorov, Serhii, et al. Electrothermal Fluidized Bed is the Basis for the High-Temperature Heat Engineering Processes Development. 11 Apr. 2019, tme.com.ua/en/article/electrothermal-fluidized-bed-is-the-basi.
3. Блох А. Г. Теплообмен в топках паровых котлов. М.: Энергоатомиздат, 1984. – 240 с.
4. Горбис З. Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. М.: Энергия, 1970. – 423 с.
5. Невский А. С. Лучистый теплообмен в печах и топках М.: Metallurgiya, 1971. – 440 с.
6. POCO Graphite Inc. (2015). Properties and Characteristics of Graphite (January 2015). Retrieved from <http://poco.com>.
7. Зубарев В. Н., Козлов А. Д., Кузнецов В. М. Теплофизические свойства технически важных газов при высоких температурах и давлениях: Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1989. – 232 с.

REFERENCES

1. Fedorov, S. S., Rohatgi, U. S., Barsukov, I. V., Gubynskiy, M. V., Barsukov, M. G., Wells, B. S., Livitan, M. V., Gogotsi, O. G. (2015). Ultrahigh-Temperature Continuous Reactors Based on Electrothermal Fluidized Bed Concept. *Journal of Fluids Engineering*, 138(4), 044502. doi:10.1115/1.4031689.
2. Fedorov, Serhii, et al. Electrothermal Fluidized Bed is the Basis for the High-Temperature Heat Engineering Processes Development. 11 Apr. 2019, tme.com.ua/en/article/electrothermal-fluidized-bed-is-the-basi.
3. Blokh A. G. (1984). *Teploobmen v topkakh parovykh kotlov*, 1984. Moskva: Ehnergoatomizdat.
4. Gorbis Z. R. (1970). *Teploobmen i gidromekhanika dispersnykh skvoznykh potokov*. Moskva: Ehnergiia.
5. Nevskii A. S. *Luchisty teploobmen v pechakh i topkakh*. М.: Metallurgiiia, 1971. – 440 s.
6. POCO Graphite Inc. (2015). Properties and Characteristics of Graphite (January 2015). Retrieved from <http://poco.com>.

7. Zubarev V. N., Kozlov A. D., Kuznetsov V. M. (1989). *Teplofizicheskie svoystva tekhnicheskoi vazhnykh gazov pri vysokikh temperaturakh i davleniakh: Spravochnik*. Moskva: Ehnergoatomizdat.

Received 13.11.2020.
Accepted 18.11.2020.

***Исследование процесса охлаждения отходящих газов
высокотемпературных электротермических печей кипящего слоя***

Целью проведенного исследования является совершенствование существующей технологической схемы утилизации теплоты и очистки отходящих газов электротермических печей кипящего слоя для рафинирования графита на основе радиационного охладителя поверхностного типа. Впервые для условий высокотемпературных электротермических печей кипящего слоя для рафинирования графита определена зависимость дополнительного опыления отходящих газов на эффективность его охлаждения. Разработана конструкция радиационного охладителя отходящих газов ЕПКШ с базовыми техническими характеристиками: поверхность теплообмена 2,2 м²; диаметр канала 100 мм; длина 7,0 м. Температура на дыма на выходе не превышает 930 °С. Конструкция предусматривает наличие вставки между графитовой вставкой и стальной стенкой выполненной из графитовой войлока толщиной 10 мм.

***Investigation of waste gas cooling after high-temperature
electrothermal fluidized bed furnaces***

Analysis of recent studies and publications. Analysis of the flow char diagram for electrothermal fluidized bed furnace for graphite purification shows that their significant disadvantage is the increase in the amount of flue gases in the afterburner by almost 30-50 times. This feature complicates their further processing and increases the size and cost of the entire system.

Purpose of research. The aim of this investigation is enhancing the existing process flow diagram of heat utilization and exhaust gas cleaning after electrothermal fluidized bed furnaces for refining graphite by means of a surface-cooled radiation cooler with water cooling, and respectively study the influence of cooler's regime and geometric parameters on the cooling degree of the dust-laden gas flow.

Presentation of the main research material. Parametric studies of heat and mass transfer processes in a radiation cooler were performed theoretically on the basis of the developed mathematical model. The model took into account the processes of radiation-convective heat transfer in the dust-laden gas flow, the dependence of thermophysical properties of gas and material on temperature, as well as the thermal effects of the phase transition.

With the results of the calculations it was found that the main factors that lead to deep cooling of the exhaust gases, apart from length, are the increase in the channel's diameter, maintain the gas-dynamic mode of the furnace with minimal flue gas output and dust concentration. At the same time, the initial temperature of the gases and the addition of "cooling" dust are characterized by a negligible effect on the final temperature at a given length of the heat exchanger. It is shown to ensure the reliability of the radiation cooler, it is recommended to in-

tensify the heat transfer from the cold coolant, to add "cooling" dust and to protect steel walls with carbon felt.

Conclusions. For the first time, for the conditions of high-temperature electrothermal fluidized bed furnaces for graphite refining, the dependence of "cooling" dust additives to flue gas pollination on cooler's efficiency was determined.

The design of the gas cooler for the given electrothermal furnace of 1000 kgph productivity was developed: a surface of heat exchange of 2,2 m²; channel diameter 100 mm; length 7.0 m. The temperature of the smoke at the outlet does not exceed 930 °C. The design provides for the presence of a layer between the graphite insert and the steel wall made of graphite felt with a thickness of 10 mm.

Федоров Сергій Сергійович - доцент, доктор технічних наук, професор кафедри енергетичних систем та енергоменеджменту, Національна металургійна академія України.

Сибір Артем Віталійович - доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри екології, теплотехніки та охорони праці, Національна металургійна академія України.

Губинський Михайло Володимирович - професор, доктор технічних наук, технічний директор Thermal and Material Engineering Center.

Губинський Семен Михайлович - магістр, директор Thermal and Material Engineering Center.

Гогоці Олексій Горгійович - магістр, аспірант кафедри енергетичних систем та енергоменеджменту, Національна металургійна академія України.

Форись Світлана Миколаївна - доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри енергетичних систем та енергоменеджменту, Національна металургійна академія України.

Федоров Сергей Сергеевич - доцент, доктор технических наук, профессор кафедры энергетических систем и энергоменеджмента, Национальная металлургическая академия Украины.

Сибирь Артем Витальевич - доцент, кандидат технических наук, доцент кафедры экологии, теплотехники и охраны труда, Национальная металлургическая академия Украины.

Губинский Михаил Владимирович - профессор, доктор технических наук, технический директор Thermal and Material Engineering Center.

Губинский Семен Михайлович - магистр, директор Thermal and Material Engineering Center.

Гогоци Алексей Георгиевич - магистр, аспирант кафедри енергетических систем и энергоменеджмента, Национальная металлургическая академия Украины.

Форись Светлана Николаевна - доцент, кандидат технических наук, доцент кафедри енергетических систем и энергоменеджмента, Национальная металлургическая академия Украины.

Fedorov Serhii Serhiyovich - Associate Professor, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Energy Systems and Energy Management, National Metallurgical Academy of Ukraine.

Sybir Artem Vitaliyovich - Associate Professor, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Ecology, Thermal Engineering and Labour Protection, National Metallurgical Academy of Ukraine.

Hubynskiy Mikhailo Volodimirovich - Professor, Doctor of Technical Sciences, Technical Director of the Thermal and Material Engineering Center.

Hubynskiy Semen Mikhailovich - Master of Science, director of Thermal and Material Engineering Center.

Gogotsi Olexiy Georgiyovich - Master of Science, Postgraduate Student, Department of Energy Systems and Energy Management, National Metallurgical Academy of Ukraine.

Foris Svetlana Nikolaevna - Associate Professor, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Energy Systems and Energy Management, National Metallurgical Academy of Ukraine.