

Назарова І.О.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ДИМОВИХ ГАЗІВ КОТЕЛЬНИХ АГРЕГАТИВ У ТЕПЛООБМІННОМУ АПАРАТІ КОНТАКТНОГО ТИПУ

На основі аналізу літературних даних, досліджень, проведених автором, розглядається доцільність використання теплоти відхідних газів котельних агрегатів, що включає теплоту конденсації водяної пари у контактних теплоутилізаторах. Відзначається, що кількість теплоти, яку можна корисно використати, набагато зростає, якщо повною мірою використати теплоту конденсації водяних парів, що містяться у димових газах. Ефективною технологією утилізації теплоти димових газів котлів, що використовує теплоту конденсації водяної пари, є використання як утилізаторів теплообмінників контактного типу, у яких досягається охолодження газів до температури, меншої за температуру точки роси. Запропоновано у якості утилізатора теплоти конструкцію контактного тепломасообмінного апарату, в якому відхідні гази і вода, що нагрівається, рухаються у супутньому висхідному потоці. Було поставлено завдання розглянути особливості процесу тепломасообміну і нагріву води у контактному теплоутилізаторі з висхідною течією газів і плівки рідини. Представлено результати експериментального дослідження процесу нагріву води залежно від густини зрошення робочої ділянки, швидкості та температури газів, висоти робочого каналу. Отримано залежність для розрахунку щільності зрошення, яка забезпечує ефективність використання поверхні робочого каналу контактного утилізатора теплоти з висхідною супутньою течією теплоносіїв (відсутність ділянки випаровування). У загальному вигляді отримано рівняння для розрахунку ефективної висоти робочого каналу, вище якої теплопродуктивність каналу не буде змінюватися. Отримані результати можуть бути використані для розрахунку вискоелективних контактних теплоутилізаторів із висхідним супутнім рухом теплоносіїв. Подальші дослідження необхідно зосередити на створенні методики розрахунку контактного тепломасообмінного апарату з висхідною течією газів і рідини, яка відображатиме результати експериментальних досліджень процесів тепло- і масообміну й особливостей гідродинамічних характеристик при взаємодії газу і рідини у висхідному супутньому русі.

Ключові слова: контактний теплоутилізатор, конденсація водяної пари, тепломасообмін при контактній конденсації, висхідний супутній рух, гранична температура нагріву.

Постановка проблеми. В умовах високої вартості газу, який нині є найбільш розповсюдженим теплоносієм для промисловості та населення України, зниження втрат тепла з димовими газами, може бути найбільш значущим енергозберігаючим заходом і головним завданням. У загальному об'ємі природного газу, який використовується у паливно-енергетичному комплексі, на промислові й опалювальні котли припадає до 45%. У продуктах згоряння природного газу міститься досить великий об'єм водяної пари, на утворення якої витрачається частина теплоти згоряння палива. Можливий виграв теплоти зростає у рази, якщо повною мірою використати теплоту конденсації водяних парів, що містяться у димових газах. Ефективною технологією утилізації теплоти димових газів котлів, яка використовує теплоту конденсації водяної пари, є використання як утилізаторів теплообмінників контактного типу, у яких досягається охолодження газів до

температури, меншої за температуру точки роси. Охолодження газів при безпосередньому контакті теплоносіїв дозволяє використовувати як фізичну (суху), так і конденсаційну (вологу) складові частини теплоти газів. Теплоту, яка утилізована у контактному теплообміннику, використовують у певному елементі теплової схеми. Додатково отримана теплота утилізації зменшує витрату природного газу на котел, а також дозволяє зменшити шкідливі викиди, які потрапляють в атмосферу після спалювання газу.

Однією із проблем, що перешкоджають розвитку утилізаційних технологій, є відмінність і складність методик розрахунку теплоутилізаторів димових газів із конденсацією водяної пари, проблема повноти використання теплоти конденсації водяних парів, а також проблема раціонального вибору типу і конструкції утилізатора. Відома конструкція вискоелективного контактного утилізатора теплоти [1, с. 152], у якому швидкість газів

перевищує верхню межу «захлинання» протиточного руху в вертикальних трубах. Це забезпечує умови протікання контактного тепломасообміну в супутньому висхідному потоці газів і плівки рідини та призводить до значної інтенсифікації процесів міжфазної взаємодії та, як наслідок, до багаторазового збільшення середніх коефіцієнтів тепловіддачі та масовіддачі порівняно із проточними схемами руху [1, с. 152].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теоретичний потенціал утилізації теплоти представлений на рис. 1 [2, с. 33].

При спалюванні природного газу практично відсутні втрати теплоти від механічного недопалу палива, близькі до нуля втрати теплоти від хімічної неповноти горіння палива і дуже невеликі втрати теплоти у довокільця. Єдиною втратою теплоти в котлах, про подальше зниження якої може йтися, є лише втрати з відхідними газами, яка дорівнює 5–6% від нижчої теплоти згоряння газу. У котельних агрегатах, що працюють на природному газі, єдиним шляхом суттєвого поліпшення використання палива є глибоке охолодження продуктів згоряння до такої температури, за якої вдається сконденсувати максимально можливу частину пари, що містяться в газах, і використовувати приховану теплоту, яка виділяється при конденсації. Крім того, глибоке охолодження газів дозволяє повніше використовувати їх фізичну теплоту.

У газових котлоагрегатах іншого шляху помітного підвищення ефективності використання палива, крім глибокого охолодження продуктів згоряння до температури, за якої відбувається конденсація водяних парів із димових газів, немає. Крім того, при глибокій утилізації у присутності у продуктах згоряння водяної пари емісія шкідливих викидів скорочується на 20–40% і більше, що робить процес екологічно чистим [3, с. 17].

Методики визначення та розрахунку параметрів, які забезпечать конденсацію максимально

можливої частини пари, що міститься у газах, практично відсутні. У роботі [4, с. 49] розглядається система глибокої утилізації та теплоти відхідних газів, у якій автори поєднали поверхневі та контактні теплообмінні апарати. Експериментально дослідили вплив основних параметрів теплоносіїв на процес охолодження газового потоку ізотермічною плівкою рідини у регулярній насадці (канал із сітчастим покриттям) контактного утилізатора. Робота [5, с. 19] присвячена експериментальному дослідженню теплових характеристик проточного барботажного шару під час нагрівання води парогазовою сумішшю у вертикальному каналі.

Формулювання цілей статті. Розв'язання конкретної задачі утилізації теплоти димових газів залежить від багатьох факторів, але на першому етапі необхідно визначити кількість теплоти, яку можна отримати у конкретному випадку від димових газів, обрати тип і конструкцію утилізаційного теплообмінника, оцінити економічну доцільність використання утилізатора, тому що капіталовкладення є прямо пропорційними кількості утилізованої теплоти. Було поставлено завдання розглянути особливості тепломасообміну у контактному теплоутилізаторі з висхідною течією газів і плівки рідини та оптимізувати його конструкцію, а саме дослідити процес нагріву рідини відхідними газами та визначити, яка довжина робочої ділянки буде забезпечувати необхідний процес повної конденсації водяних парів із димових газів на плівці води.

Виклад основного матеріалу дослідження. Процес тепло масообміну при контакті газів і води складний і залежить від багатьох факторів. Результат взаємодії нагрітих димових газів (за складом і властивостями це фактично вологе повітря) та води (у вигляді плівки), визначається цілим комплексом процесів (для кращого їх розуміння і розрахунків, схеми цих процесів будують у h, d – діаграмі вологого повітря, методика побудови викладена у [6, с. 211]).

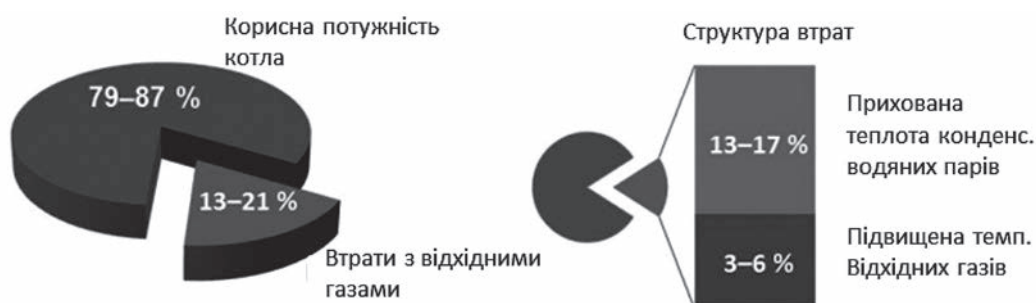


Рис. 1. Теоретичний потенціал утилізації теплоти димових газів котлів, працюючих на природному газі

Одночасно із нагріванням може відбуватися конденсація вологи на поверхні плівки або випаровування. Фактично можливі три варіанти взаємного напрямку потоків теплоти та вологи (тепловіддачі та масовіддачі), які залежать від співвідношення температур фаз і співвідношення парціальних тисків пари у прикордонному шарі (біля плівки) й у ядрі газового потоку. Перший випадок, коли потоки теплоти та вологи спрямовані від крапель до газу, відповідає випарному охолодженню води; другий – нагріванню крапель при одночасному випаровуванні вологи з їхньої поверхні; а у третьому варіанті, у якому теплота і волога спрямовані від газу до крапель, відбувається нагрівання води з конденсацією парів. Зі сказаного можна зробити висновок, що у теплоутилізаторі необхідно організувати третій варіант. При контакті води з гарячими газами спочатку відбувається процес нагрівання рідини та конденсації парів на поверхні холодної плівки води доти, доки не буде досягнуто температуру, що відповідає точці роси для газу. Далі, у міру нагрівання води і зростання парціального тиску пари біля поверхні крапель, кількість теплоти, що передається за рахунок тепловіддачі, буде зменшуватися, а кількість теплоти, яка передається від крапель до димових газів за рахунок випаровування, зростатиме. Продовжуватиметься це до досягнення рівноваги, коли вся теплота, одержувана водою від димового газу, повертатиметься газу у вигляді теплоти випаровування рідини. Після цього подальше нагрівання рідини неможливе, відбувається її випаровування за постійної температури. Досягнута температура називається температурою мокрого термометра.

Для аналізу і розуміння процесу нагріву води з одночасною конденсацією вологи з газів у висхідній супутній течії були проведені дослідження на експериментальній установці, дослідною ділянкою якої була вертикальна трубка, а як теплоносії використовувалися парогазова суміш і вода.

Для визначення щільності зрошення, за якої охолодження парогазової суміші супроводжуватиметься лише процесами конденсації, були отримані залежності кінцевої температури води від швидкості суміші ($w_{пр} = 20,8 - 47$ м/с) і початкового паровмісту суміші ($\phi = 11-30\%$).

Аналіз залежності кінцевої температури води від щільності зрошення при зміні швидкості парогазового потоку і початкової температури $t_{ж2} = f(Q_m; w_{пр}; t_{гр1})$ при $\phi = 11\%$, $L = 1404$ мм, показав, що за відносно малих щільностей зрошення температура $t_{ж2}$ не залежить від щільності зрошення Q_m , ні від швидкості суміші $w_{пр}$, ні від початкової темпера-

тури парогазового потоку $t_{гр1}$. При досягненні деякої граничної щільності зрошення $Q_m^{гр1}$, значення якої залежить від швидкості парогазової суміші, $t_{ж2}$ зменшується зі збільшенням щільності зрошення, зростає зі збільшенням швидкості парогазового потоку і також залежить від початкової температури суміші.

Було встановлено, що за щільності зрошення Q_m нижче граничного значення $Q_m < Q_m^{гр1}$ вода нагрівається до граничної температури $t_{ж}^{гр}$. Граничний нагрів рідини пов'язаний із досягненням температури мокрого термометра парогазового потоку, оскільки у контактних апаратах підігрів води можливий лише до температури мокрого термометра приблизно рівної температурі кипіння води при парціальному тиску водяної пари парогазової суміші. При досягненні деякої граничної щільності зрошення $Q_m > Q_m^{гр1}$ вода нагрівається до деякої рівноважної температури з умов охолодження парогазової суміші. Також значення граничної температури підігріву води збільшується при підвищенні початкового паровмісту, оскільки за його зростання збільшується значення температури мокрого термометра парогазового потоку.

Температура води на виході з дослідної ділянки $t_{ж2}$ залежить від таких параметрів

$$t_{ж2} = t_{ж}^{гр} = f(\phi) \text{ при } Q_m < Q_m^{гр1}; \quad (1)$$

$$t_{ж2} = f(Q_m; w_{пр}; \phi), t_{ж2} < t_{ж}^{гр} \text{ при } Q_m > Q_m^{гр1}. \quad (2)$$

Для визначення граничної температури нагрівання рідини отримано співвідношення

$$t_{ж2} = t_{ж}^{гр} = 88,94 \cdot \phi^{0,3}. \quad (3)$$

Виходячи з вищесказаного, наявність ділянки випаровування пов'язана з нагріванням рідини до граничної температури за щільності зрошення нижче деякого граничного значення $Q_m < Q_m^{гр1}$, що залежить від швидкості та початкового паровмісту парогазової суміші.

Проаналізуємо, як змінюється значення температури води, що нагрівається, по висоті дослідної ділянки за різних значень щільності зрошення (рис. 2). З рисунку видно, що існує гранична температура нагрівання води, що дорівнює приблизно $t_{ж}^{гр} = 46$ °С для цих умов ($t_{гр1} = 105$ °С; $\phi = 11\%$; $w_{пр} = 20,8$ м/с). Вище цієї температури рідина не нагрівається. За кожного значення щільності зрошення існує деяке граничне значення робочої висоти дослідної ділянки, вище якого не відбувається подальшого підвищення температури рідини, що нагрівається. За щільності зрошення $Q_m < Q_m^{гр1}$ це пов'язано з досягненням граничної температури нагрівання води, а при $Q_m > Q_m^{гр1}$ – з максимальним охолодженням парогазової суміші за умов теплового балансу.

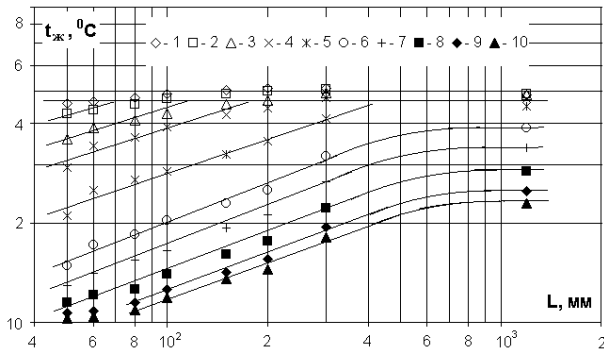


Рис. 2. Розподіл температури нагрітої води $t_{ж}$ по висоті труби L при початковій температурі парогазової суміші $t_{пр1} = 105^\circ\text{C}$, початковому паровмісті $\varphi = 11\%$ і швидкості $w_{пр} = 20,8 \text{ м/с}$: 1 – щільність зрошення $Q_m = 1,255 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; 2 – $Q_m = 1,69 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; 3 – $Q_m = 2,62 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; 4 – $Q_m = 3,37 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; 5 – $Q_m = 5,43 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; 6 – $Q_m = 1,02 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; 7 – $Q_m = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; 8 – $Q_m = 1,98 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; 9 – $Q_m = 2,47 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; 10 – $Q_m = 2,87 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

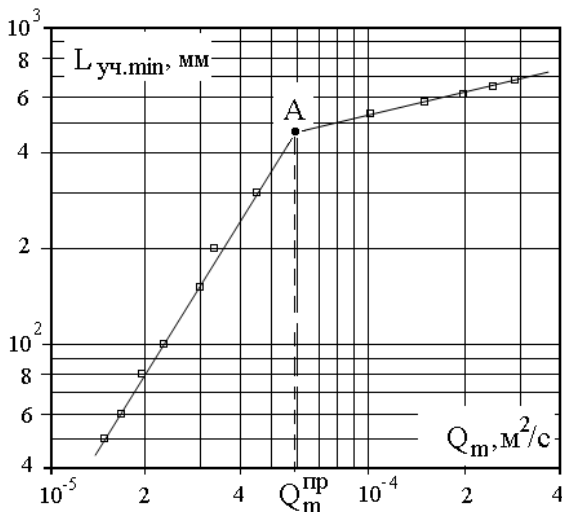


Рис. 3. Залежність граничної робочої висоти дослідної ділянки труби $L_{уч.мін}$ від щільності зрошення Q_m при початковій температурі суміші $t_{пр1} = 105^\circ\text{C}$, початковому паровмісті $\varphi = 11\%$, швидкості суміші $w_{пр} = 20,8 \text{ м/с}$ у каналі висотою $L = 1404 \text{ мм}$.

Таким чином, при щільності зрошення нижче деякого граничного значення $Q_m < Q_m^{пр1}$ на певній робочій довжині дослідної ділянки відбувається нагрівання рідини до граничної температури $t_{ж2} = t_{ж}^{пр}$. Протягом решти ділянки труби відбувається зворотний процес – процес випаровування.

Експериментальні дані дозволили отримати залежність мінімальної робочої висоти дослідної ділянки труби від щільності зрошення (рис. 3).

При $Q_m < Q_m^{пр1}$ на робочій висоті дослідної ділянки досягається нагрівання рідини до гранич-

ної температури. При $Q_m > Q_m^{пр1}$ рідина нагрівається до деякої рівноважної температури за умов охолодження парогазової суміші. У ході експериментів встановлено, що зі зростанням швидкості парогазової суміші та початкового паровмісту мінімальна робоча висота дослідної ділянки зменшується.

Залежність для визначення мінімальної робочої висоти дослідної ділянки труби має вигляд:

а) при досягненні граничної температури нагрівання води

$$L_{уч.мін} = 9,2 \cdot 10^8 \cdot Q_m^{1,38} \cdot w_{пр}^{-0,66} \cdot \varphi^{-0,4} \text{ при } Q_m < Q_m^{пр1}; \quad (4)$$

б) при температурі нагрівання води за умов максимального охолодження парогазової суміші

$$L_{уч.мін} = 4,1 \cdot 10^3 \cdot Q_m^{0,23} \cdot w_{пр}^{-0,14} \cdot \varphi^{-0,2} \text{ при } Q_m > Q_m^{пр1}. \quad (5)$$

Практичне значення на рис. 3 має точка А. У точці А довжина робочого каналу забезпечує дві важливі для практики умови: нагрівання води до граничної температури та водночас максимальне за цієї умови значення щільності зрошення, що відповідає максимальній теплопродуктивності робочого каналу.

Емпіричні співвідношення для щільності зрошення та висоти каналу в точці А впливають зі спільного вирішення співвідношень (4, 5)

$$Q_m^{пр1} = 2,22 \cdot 10^{-5} \cdot w_{пр}^{0,45} \cdot \varphi^{0,17}. \quad (6)$$

$$L_A = 3,48 \cdot 10^{-1} \cdot w_{пр}^{-0,04} \cdot \varphi^{-0,17}, \quad (7)$$

чи в узагальненому вигляді

$$(L/d)_A = 26,77 \cdot Re_{пр}^{-0,04} \cdot \varphi^{-0,17}. \quad (8)$$

Висновки. Результати дослідження мають важливе практичне значення. Отримана залежність (6) для розрахунку щільності зрошення, яка забезпечує ефективність використання поверхні робочого каналу контактного утилізатора теплоти з висхідною супутньою течією теплоносіїв (відсутність ділянки випаровування). Також встановлено, що ефективна висота робочого каналу не повинна перевищувати значення згідно з рівнянням (8), тому що при подальшому збільшенні висоти робочого каналу теплопродуктивність робочого каналу не змінюється. Отримані можуть бути використані при розрахунку вискоефективних контактних теплоутилізаторів з такою організацією руху теплоносіїв. Подальші дослідження необхідно зосередити на створенні методики розрахунку контактного тепломасообмінного апарату з висхідною течією газів і рідини, яка буде відображати результати експериментальних досліджень процесів тепло- і масообміну й особливостей гідродинамічних характеристик при взаємодії газу і рідини у висхідному супутньому русі.

Список літератури:

1. Назарова І.О. Підвищення енергоекологічної ефективності біопаливних котелень. *Вчені записки таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2020. Т. 31 (70). № 4. С. 149–154.
2. Беспалов В.В. Технологии глубокой утилизации тепла дымовых газов. *Энергетика*. 2015. № 2 (38). С. 32–36.
3. Шадек Е.Г. Оценка эффективности глубокой утилизации тепла продуктов сгорания котлов электростанций. *Энергосбережение*. 2016. № 2. С. 16–19.
4. Утилізація теплоти відпрацьованих газів котлів у комбінованих тепло- і масообмінних апаратах / В.О. Туз, Я.Є. Трокоз, Н.Л. Лебедь *Проблеми загальної енергетики*. 2011. Вип. 1. С. 46–50.
5. Тепловые характеристики проточного барботажного слоя контактных утилизаторов теплоты / М.К. Безродний, П.О. Барабаш, І.О. Назарова, О.П. Костюк. *Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика*. 2009. Вип. 1. С. 16–26.
6. Соснин Ю.П., Бухаркин Е.Н. Высокоэффективные газовые контактные водонагреватели. Москва : Стройиздат, 1988. 376 с.

Nazarova I.O. UTILIZATION OF HEAT BOILERS EXIT GASES IN THE CONTACT HEAT EXCHANGER

Based on the analysis of literature data, research conducted by the author, the feasibility of using the heat of boilers exit gases, including the heat of condensation of water vapor in contact heat utilizer. It is noted that the amount of useful heat can be greatly increased if you fully use the heat of condensation of water vapor. An effective technology for utilization of heat of boilers exit gases, which uses the heat of condensation of water vapor, is the use as utilizers of contact type heat exchangers, which achieve cooling of gases to a temperature less than the dew point temperature. The design of a contact heat exchanger in which exit gases and heated water move in a concomitant upward flow is proposed as a heat utilizer. In this paper, the task was set to consider the features of the process of heat and mass transfer and heating of water in contact heat exchanger with the concomitant upward flow of gases and liquid film. The results of an experimental study of the process of heating water depending on the density of irrigation of the working area, the speed and temperature of gases, the height of the working channel are presented. The results of this study are of great practical importance. The dependence for the calculation of irrigation density is obtained, which ensures the efficiency of using the surface of the working channel of the contact heat exchanger with the ascending concomitant flow of coolants (no evaporation area). In general, the equation for calculating the effective height of the working channel, above which the heat output of the channel will not change. The obtained results can be used in the calculation of high-efficiency contact heat exchangers with upward concomitant movement of coolants. It is noted that further research should focus on creating a method for calculating the contact heat and mass transfer apparatus with upward flow of gases and liquid, which will reflect the results of experimental studies of heat and mass transfer and hydrodynamic characteristics of gas-liquid interaction in ascending concomitant motion. The calculation method is necessary for practical use and will allow calculating a highly efficient contact heat exchanger for heat utilization.

Key words: contact heat utilizer, condensation of water vapor, heat and mass transfer by contact condensation, upward concomitant movement, maximum heating temperature.