

РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄНТІВ ПРОМЕНИСТОГО ТЕПЛООБМІНУ ЗАПИЛЕНИХ ГАЗОВИХ ПОТОКІВ В НАСАДКАХ РЕГЕНЕРАТОРІВ ПАЛИВНИХ ПЕЧЕЙ

Представлено уточнену методику розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі випромінюванням у каналах насадки регенеративних теплообмінників паливних печей з обліком запиленості газового потоку.

Постановка завдання

Підвищення ефективності роботи регенеративних теплообмінних апаратів, які широко використовуються для високотемпературного нагріву повітря в теплотехнічних комплексах в металургійній, коксохімічній, скляній промисловості, пов'язано з необхідністю моделювання нестационарних теплообмінних процесів в насадці. При цьому визначення достовірних значень коефіцієнтів тепловіддачі з урахуванням особливостей роботи та властивостей технологічних агрегатів є одним з основних завдань. В період нагрівання насадки продуктами згоряння палива має місце складний теплообмін, сумарний коефіцієнт тепловіддачі визначається як сума коефіцієнтів променистого $\alpha_{\text{пр}}$ і конвективного $\alpha_{\text{к}}$ теплообміну, а в повітряний період приймається рівним $\alpha_{\text{к}}$. Стосовно високотемпературних агрегатів питання розрахунку випромінювання теплоносіїв у різній постановці з рядом спрощень викладено в роботах [1 – 4].

В тому разі, якщо поглинаюча здатність стінки $\varepsilon_{\text{ст}}$ мало відрізняється від поглинаючої здатності чорної стінки (до 20 %), то для розрахунку коефіцієнтів променистого теплообміну в роботі [4] рекомендована залежність

$$\alpha_{\text{пр}} = 5,67 \cdot \varepsilon_{\text{ст}} \left[\varepsilon_{\text{г}} \cdot \left(\frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 - \varepsilon_{\text{гс}} \cdot \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right] / (T_{\text{г}} - T_{\text{ст}}), \quad (1)$$

де $\varepsilon_{\text{г}}$ та $\varepsilon_{\text{гс}}$ – поглинаюча здатність газу при температурі газу та стінки, відповідно; $T_{\text{г}}$, $T_{\text{ст}}$ – температура газу й стінки; $\varepsilon_{\text{ст}}$ – поглинаюча здатність стінки. Значення $\varepsilon_{\text{ст}}$ для різних вогнетривких матеріалів насадок наведені в літературі [3, 4].

Відзначимо, що для точних розрахунків, або у випадку $\varepsilon_{\text{ст}} < 0,8$, не можна зневажати залишковим додатковим випромінюванням стінки та випромінюванням, що відбивається від стінки. Так, для розраху-

нку коефіцієнтів променистого теплообміну у каналах насадки доменних повітрянагрівачів використовується формула [5]:

$$\alpha_{\text{пр}} = 5,67 \cdot \left[\left(\frac{\varepsilon_{\Gamma}}{\varepsilon_{\text{Гс}}} \right) \left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right] / \left[\left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{ст}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{Гс}}} - 1 \right) (T_{\Gamma} - T_{\text{ст}}) \right]. \quad (2)$$

Більш точний метод розрахунку променистого теплообміну був запропонований у роботі [6]. Так як газом поглинається не все відбите випромінювання, то частина енергії, що залишилася, знову частково відбивається стінкою. При цьому залишається певна частка випромінювання, яка не поглинена, тому процес триває із енергією, яка поступово зменшується. Тоді повна енергія може бути представлена у вигляді нескінченного ряду, підсумувавши який, автор роботи [6] отримав для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі випромінюванням наступну залежність

$$\alpha_{\text{пр}} = 5,67 \cdot \left[\bar{\varepsilon}_{\Gamma} \cdot \left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - \bar{\varepsilon}_{\text{Гс}} \cdot \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right] / (T_{\Gamma} - T_{\text{ст}}), \quad (3)$$

де $\bar{\varepsilon}_{\Gamma}$ та $\bar{\varepsilon}_{\text{Гс}}$ – поглинаюча здатність газу з урахуванням додаткового відбиття та поглинання променевої енергії.

Тут для визначення $\bar{\varepsilon}_{\Gamma}$ і $\bar{\varepsilon}_{\text{Гс}}$ використовується еквівалентна збільшена товщина випромінюючого шару s' . Знаючи поглинаючу здатність стінки $\varepsilon_{\text{ст}}$ та дійсну товщину шару s , значення s' можна знайти як $s' = s / \varepsilon_{\text{ст}}^{0,85}$. По відомих температурах газу і стінки, а також добутку парціального тиску та товщини випромінюючого шару ps' розраховують поглинаючу здатність ε' . При одночасному випромінюванні вуглекислого газу й водяної пари ступінь чорноти суміші через перекриття смуг випромінювання буде менше на величину $\Delta\varepsilon' = \varepsilon'_{\text{CO}_2} \cdot \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$. Тоді $\varepsilon' = \varepsilon'_{\text{CO}_2} + \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\varepsilon'$. Остаточний вираз для $\bar{\varepsilon}$ буде мати вигляд $\bar{\varepsilon} = \varepsilon_{\text{ст}} \cdot \varepsilon'$.

Відзначимо, що в період нагрівання насадки у регенераторах високотемпературних плавильних печей продукти згоряння можуть мати значний вміст пилу шихтових матеріалів, що впливає на інтенсивність променистого теплообміну і значно ускладнює його розрахунок. Цей фактор практично не враховувався раніше в існуючих методиках теплового розрахунку регенераторів.

Тому для уточнених розрахунків коефіцієнтів променистого теплообміну з урахуванням запиленості газового потоку пропонується скористатися методикою, що розроблена для паливних печей [7]. Вплив запиленості на величину $\alpha_{\text{пр}}$ враховується шляхом введення коефіцієнту $\kappa_{\text{п}}$, який визначається за формулою

$$\kappa_{\text{п}} = 1,5 \cdot \mu_{\text{п}}^0 \cdot \frac{273}{T_{\Gamma}} \cdot \frac{P_{\Gamma}}{P_0 d_{\text{п}} \rho_{\text{п}}}, \quad (4)$$

де $\mu_{\text{п}}^0$ – питома концентрація часток; $P_{\text{г}}$ – тиск запиленого газового потоку; $d_{\text{п}}$ – діаметр часток пилу; $\rho_{\text{п}}$ – щільність часток пилу.

В цьому випадку для оцінки поглинальної здатності запилених газових потоків паливних печей з різними розмірами часток пилу використана залежність, у якій замість $d_{\text{п}}$ підставляється середній розмір часток пилу, мкм:

$$\bar{d}_{\text{п}} = 1 / \sum \frac{\mu_{\text{п}i}^0}{\mu_{\text{п}}^0 \cdot d_{\text{п}i}}, \quad (5)$$

де $\mu_{\text{п}i}^0$ – концентрація часток даної фракції із середнім діаметром $d_{\text{п}i}$. Фізико-хімічні властивості пилу печей різних виробництв наведені в [8].

Результати дослідження

З урахуванням такого підходу виконано розрахунки коефіцієнтів променистого теплообміну для регенераторів з насадкою типу Topfstein, виконаною з формових плавнелитих вогнетривів, в діапазоні температур 100 – 1300 °С, що відповідає реальним умовам експлуатації теплообмінників. Результати представлені на рис. 1, де криві 1, 2 відображають значення $\alpha_{\text{пр}}$ в каналі розміром 160 мм для запиленого і чистого потоку, а криві 3, 4 – величини $\alpha_{\text{пр}}$ при розмірі каналу 140 мм. Концентрація пилу прийнята 650 мг/м³; середній розмір часток пилу – 7,2 мкм; щільність часток пилу – 2730 кг/м³. Як видно з рис. 1, при температурах більше 700 °С значення коефіцієнтів променистого теплообміну $\alpha_{\text{пр}}$ при урахуванні запиленості потоку може бути на 10 – 40 % більше, ніж для чистого газового потоку.

На рис. 2 показано вплив концентрації часток пилу на величину коефіцієнту $\alpha_{\text{пр}}$. Лінія 1 – результати розрахунків при концентрації пилу 650 мг/м³, лінія 2 – 450 мг/м³. Як видно з рисунку, збільшення концентрації часток пилу також сприяє росту інтенсивності променистого теплообміну в каналах насадки регенератора.

Для розрахунку теплообміну в каналах насадки регенератора використовували наведений коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{нав}}$, у якому враховувався також вплив зміни температури газу та поверхні насадки безпосередньо після зміни режиму роботи регенератора:

$$\alpha_{\text{нав}} = (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{пр}}) [1 + \text{Vi} \cdot (1/6 - 1/180 \cdot R)] \quad \text{для } R < 10,$$

$$\alpha_{\text{нав}} = (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{пр}}) \left[1 + \text{Vi} \cdot \left(\frac{0,357}{\sqrt{0,3 - R}} \right) \right] \quad \text{для } R > 10, \quad (6)$$

де Vi – число Біо; $R = \frac{b^2}{2a} \left(\frac{1}{\tau_{\text{г}}} + \frac{1}{\tau_{\text{п}}} \right)$; b – товщина стінки елемента насадки; a – коефіцієнт температуропровідності насадки; $\tau_{\text{г}}$, $\tau_{\text{п}}$ – тривалість циклів нагрівання й охолодження.

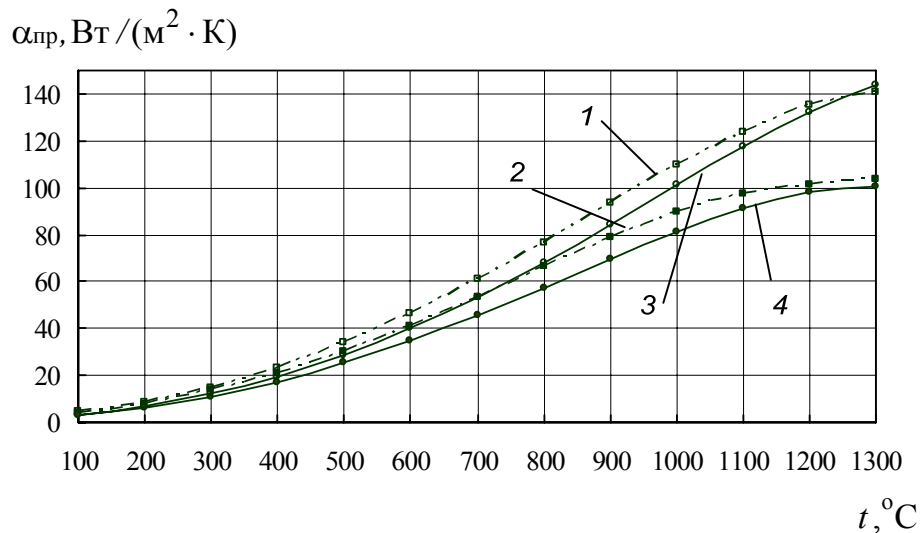


Рис. 1. Вплив запиленості газового потоку на коефіцієнт $\alpha_{пр}$ у каналах насадки регенератора

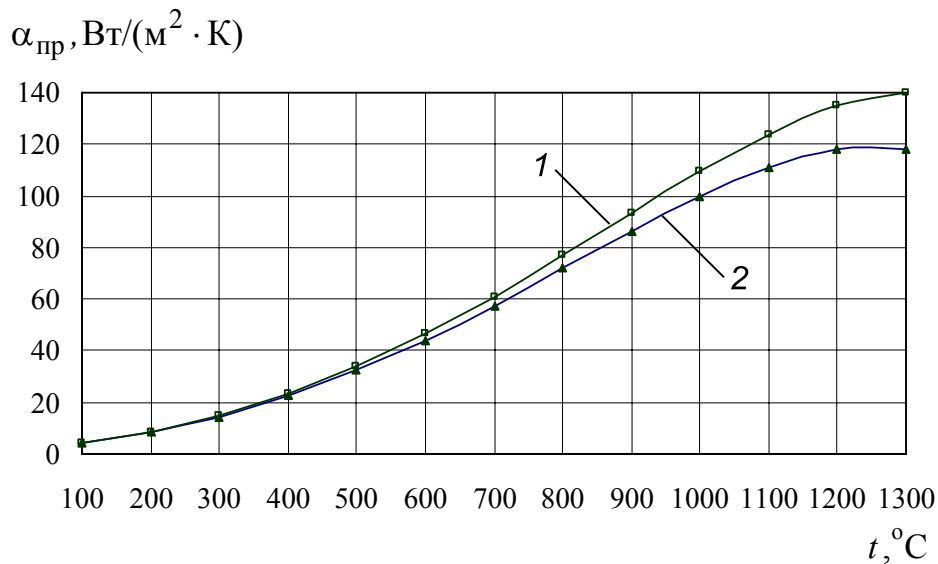


Рис. 2. Зміна коефіцієнту тепловіддачі випромінюванням в залежності від концентрації часток пилу

Представлена в роботі методика розрахунку коефіцієнтів теплообміну в каналах насадки була використана в якості окремого блоку в математичній моделі регенераторів плавильних печей шахтного та ванного типів [9 – 11].

На рис. 3 представлені результати розрахунків для регенератора плавильної печі скляного виробництва питомою продуктивністю 0,883 т/(м²·добу). Насадка – Topfstein із плавленолитих вогнетривів з розміром каналу 140 мм. Швидкість димових газів – 0,31 м³/с; температура димових газів на вході в регенератор – 1200 °С; висота насадки $h = 6,75$ м.

Як свідчать результати розрахунків, різниця в значеннях коефіцієнтів тепловіддачі $\alpha_{\text{пр}}$ по висоті насадки становить від 6 до 35 Вт/(м²·К). Це, в свою чергу, впливає на значення температур димових газів і насадки по всій висоті регенератора. Для розглянутого випадку величина температури димових газів і вогнетривів у різних перетинах насадки, яка розрахована з урахуванням запиленості потоку, буде на 4 – 12 °С вище, ніж при розрахунках температури для чистого потоку газів.

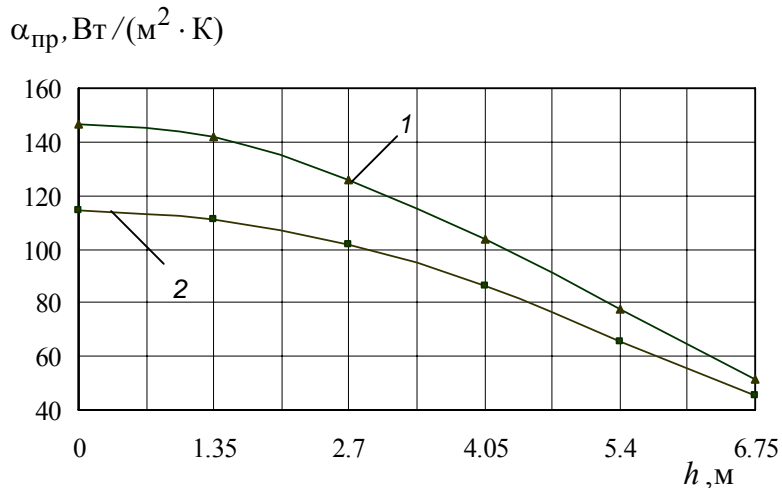


Рис. 3. Значення наведеного коефіцієнту тепловіддачі по висоті насадки регенератора наприкінці газового періоду: 1 - з урахуванням запиленості; 2 - без урахування запиленості

Висновки

Запропонована уточнена методика розрахунку променистого теплообміну в насадці регенеративних теплообмінників може бути використана для моделювання процесів теплообміну в регенераторах паливних печей шахтного та ванного типів. Її застосування дозволяє враховувати вплив запиленості газових потоків на інтенсивність випромінювання, а також отримати уточнені дані стосовно розподілу та часових змін температур теплоносіїв та насадки по висоті регенератора.

Список літератури

1. Ключников А.Д., Кузьмин В.Н., Попов С.К. Теплообмен и тепловые режимы в промышленных печах. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 176 с.
2. Невский А.С. Лучистый теплообмен в печах и топках. – М.: Металлургия, 1978. – 439 с.
3. Trier W. Glasschmelzöfen. Konstruktion und Betriebsverhalten. – Berlin-Heidelberg-New York-Tokyo: Springer Verlag, 1984. – 338 s.

4. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе: Пер. с нем. – М.: Энергоиздат, 1981. – 384 с.
5. Доменные воздухонагреватели (конструкция, теория, режимы работы) / Ф.Р. Шкляр, В.М. Малкин, С.П. Каштанова и др. / М.: Металлургия, 1982. – 176 с.
6. Elgeti E. Ein neues Verfahren zur Berechnung des Strahlungsaustausches zwischen einem Gas und ein grauen Wand // Brennstoff-Waerme-Kraft. – 1962. – Bd.14. – S. 2 – 6.
7. Ключников А.Д., Иванцов Г.П. Теплопередача излучением в огнетехнических установках. – М.: Энергия, 1970. – 400 с.
8. Физико-химические свойства пыли промышленных нерудных строительных материалов: Справочник. – Новороссийск: НИПИОТстром, 1974. – 78 с.
9. Кошельник В.М., Кошельник А.В. Уточненная математическая модель доменного воздухонагревателя // Вестник ХГПУ. – 1999. – Вып. 49. – С. 113 – 117.
10. Кошельник А.В. Универсальный вычислительный комплекс для моделирования тепловых процессов в регенераторах стекловаренных печей // Інтегровані технології та енергозбереження. – 1999. – №1. – С. 88 – 95.
11. Кошельник А.В. Математическая модель многокамерных регенераторов плавильных агрегатов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2007. – № 1/2 (25). – С. 51 – 54.

Рукопись поступила 02.04.2007 г.