

DOI: 10.31319/2519-8106

УДК 66.042.88

Н.В. Волянська, ст. викладач, ninanin@i.ua

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОЇ РОБОТИ РЕКУПЕРАТОРА ПОДВІЙНОЇ ЦИРКУЛЯЦІЇ

Утилізація теплоти відхідних продуктів згоряння теплових агрегатів є одним з найважливіших засобів економії паливно-енергетичних ресурсів та покращення екологічних показників роботи підприємства. Удосконалення конструкцій теплоутилізаційних пристроїв та підвищення їх енергоефективності шляхом покращення теплової роботи спирається передусім на розробку нових та удосконалення існуючих методик розрахунку теплообмінних апаратів. В цій статті на основі методу елементарних теплових балансів розроблено математичну модель теплової роботи рекуператора подвійної циркуляції. Використання описаної математичної моделі теплової роботи рекуператора дає змогу аналізувати його конструкцію з точки зору енергоефективності, довговічності роботи, можливості зменшення теплових викидів в навколишнє середовище.

Ключові слова: рекуператор подвійної циркуляції, кільцевий канал, розрахунковий елемент, конвекція, випромінювання, теплопередача.

Utilization of heat from waste products of heat units' combustion is one of the most important means of saving fuel and energy resources and improving the environmental performance of the enterprise. Improving the design of heat recuperators and increasing their energy efficiency by improving thermal performance is based primarily on the development of new and improvement of existing methods for calculating heat exchangers. In this paper, based on the method of elementary heat balances, a mathematical model of the thermal operation of a double-circulation recuperator is developed. The use of the described mathematical model of recuperator's heat work makes it possible to analyze its design in terms of energy efficiency, durability, the ability to reduce heat emissions into the environment.

Keywords: double circulation recuperator, ring channel, calculation element, convection, radiation, heat transfer.

Постановка проблеми

Рішення задачі підвищення енергетичної ефективності технологічних процесів на металургійному підприємстві разом з проблемами покращення якості продукції та зниження її собівартості дозволяє підвищити рентабельність підприємства і створює передумови для виходу з економічної кризи. Одним з підходів до підвищення енергоефективності технологічного процесу є використання теплових вторинних енергоносіїв, утилізація яких здійснюється в теплообмінних апаратах різної конструкції [1–2]. У даній статті розглядається тепла робота рекуператора подвійної циркуляції [3–4], який характеризується підвищеним коефіцієнтом корисної дії.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Основною методикою для розрахунку рекуператора подвійної циркуляції є методика, запропонована Розенгартом Ю.Й. [3]. Прийняте в цій роботі спрощення щодо нехтування нагрівом повітря у внутрішній трубі призводить до появи похибок при розрахунку рекуператора, тому уточнення методики розрахунку є актуальним науково-практичним завданням.

Формулювання мети дослідження

Метою статті є розробка на основі методу елементарних теплових балансів методики розрахунку рекуператора подвійної циркуляції та використання її для створення математичної моделі теплової роботи теплообмінного апарата.

Виклад основного матеріалу

Схема рекуператора подвійної циркуляції наведена на рис. 1 [3]. Кожен нагрівальний елемент цього рекуператора складається з двох концентричних труб. Внутрішня труба 1 верх-

нім кінцем з'єднана з колектором холодного повітря 3, нижній кінець її відкритий. Зовнішня труба 2 верхнім кінцем з'єднана з колектором гарячого повітря 4, нижній кінець її закритий. Холодне повітря з колектору холодного повітря подається до внутрішньої труби, проходить в ній зверху вниз, надходить у кільцевий канал між трубами і рухається вгору, після чого надходить до колектору гарячого повітря. Димові гази омивають нагрівальні елементи ззовні, рухаються в перехресному току по відношенню до повітря. Особливістю конструкції нагрівальної секції рекуператора подвійної циркуляції є наявність внутрішньої труби, що сприймає частину теплового навантаження, тим самим зменшуючи температуру зовнішньої труби.

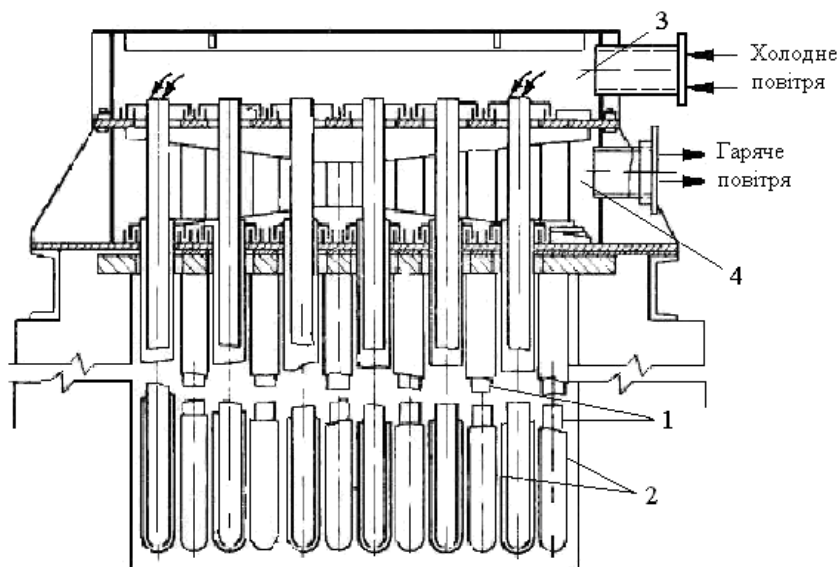


Рис. 1. Схема рекуператора подвійної циркуляції

Тепловий потік q_1 , що надходить від димових газів поділяється на два теплові потоки: від зовнішньої труби до повітря в кільцевому каналі q_2 та від зовнішньої труби до внутрішньої труби q_3 ; останній в свою чергу поділяється на теплові потоки від внутрішньої труби до повітря, що рухається в кільцевому каналі q_4 , і до повітря, що знаходиться у внутрішній трубі q_5 (рис. 2) [3].

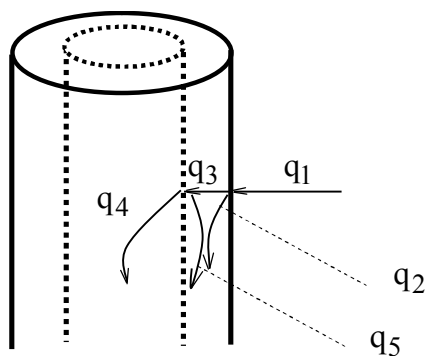


Рис. 2. Схема теплообміну в рекуператорі подвійної циркуляції

Для застосування методу елементарних теплових балансів нагрівальні секції рекуператора було умовно розбито на декілька розрахункових елементів. В результаті такої розбивки розрахунковий елемент рекуператора подвійної циркуляції матиме вигляд, як представлено на рис. 3.

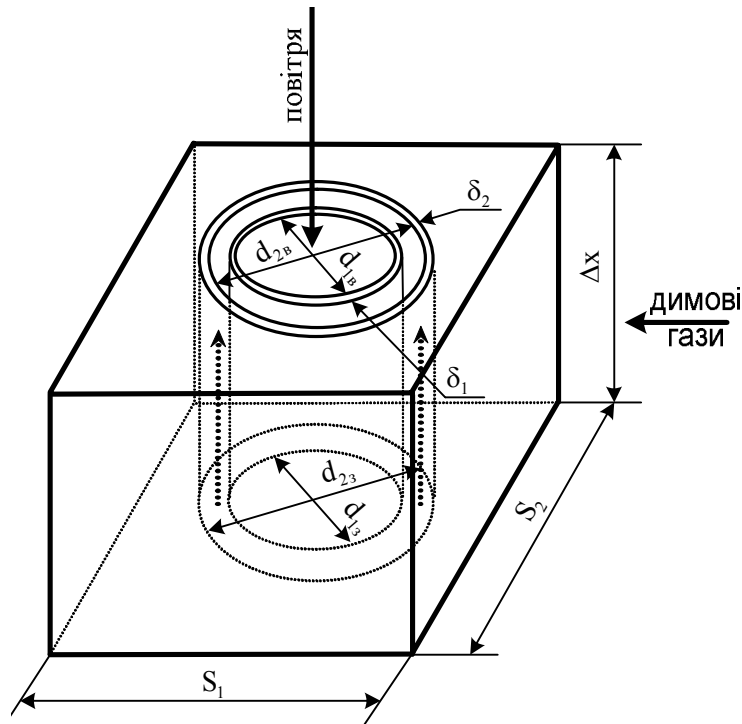


Рис. 3. Розрахунковий елемент рекуператора подвійної циркуляції

Висота розрахункового елемента складе Δx , м:

$$\Delta x = \frac{L}{n} \quad (1)$$

де L — довжина труб рекуператора, м; n — кількість розбивок по довжині труби, шт.

Елементарні об'єми повітря у внутрішній трубці $v_{n(1)}$, м³, та кільцевому каналі $v_{n(к.к.)}$, м³, і диму v_0 , м³, що знаходяться в теплообміні одне з одним, визначаються за формулами:

$$v_{n(к.к.)} = \frac{\pi \cdot \Delta x}{4} (d_{2в}^2 - d_{1с}^2), \quad (2)$$

$$v_{n(1)} = \frac{\pi \cdot \Delta x \cdot d_{1в}^2}{4}, \quad (3)$$

$$v_0 = S_1 \cdot S_2 \cdot \Delta x - \frac{\pi \cdot \Delta x \cdot d_{2с}^2}{4}, \quad (4)$$

де $d_{2в}$ — внутрішній діаметр зовнішньої труби, м; $d_{1с}$ — зовнішній діаметр внутрішньої труби, м; $d_{2с}$ — зовнішній діаметр зовнішньої труби, м; $d_{1в}$ — внутрішній діаметр внутрішньої труби, м.

Швидкості руху повітря, приведена до нормальних умов:

$$w_{n(1)} = \frac{4 \cdot V_n}{\pi \cdot d_{1в}^2 \cdot n_t} \quad (5)$$

$$w_{n(к.к.)} = \frac{4 \cdot V_n}{\pi \cdot (d_{2в}^2 - d_{1с}^2) n_t}, \quad (6)$$

де V_n — витрата повітря на рекуператор, м³/с; $w_{n(1)}$, $w_{n(к.к.)}$ — відповідно швидкість повітря у внутрішній трубці та кільцевому каналі, м/с; n_t — загальна кількість труб рекуператора, шт.

Швидкість руху димових газів w_0 , м/с, приведена до нормальних умов:

$$w_{\delta} = \frac{V_{\delta}}{z_1 \cdot S_1 \cdot \Delta x \cdot n_t}, \quad (7)$$

де V_{δ} — витрата диму на рекуператор, м³/с; z_1 — кількість труб рекуператора поперек ходу димових газів, шт.; S_1 — поперечний крок труб, м.

Тривалість перебування повітря і димових газів в розрахунковому елементі визначаються висотою елемента Δx і швидкістю руху теплоносіїв:

$$\tau_{n(1)} = \frac{\Delta x}{w_{n(1)}}, \quad (8)$$

$$\tau_{n(\kappa.\kappa)} = \frac{\Delta x}{w_{n(\kappa.\kappa)}}, \quad (9)$$

$$\tau_{\delta} = \frac{S_2}{w_{\delta}}, \quad (10)$$

де $\tau_{n(1)}$, $\tau_{n(\kappa.\kappa)}$ — тривалість перебування повітря відповідно у внутрішній трубі та у кільцевому каналі, с; τ_{δ} — тривалість перебування диму в елементі, с; S_2 — поздовжній крок труб, м.

За розрахункове значення тривалості перебування повітря в елементі τ_n приймаємо середньоарифметичне значень, знайдених за формулами (8) і (9).

Гідрравлічні діаметри для проходження повітря і димових газів:

$$d_{z.n(1)} = d_{1\delta}, \quad (11)$$

$$d_{z.n(\kappa.\kappa)} = \frac{d_{2\delta}^2 - d_{1\delta}^2}{d_{2\delta} + d_{1\delta}}, \quad (12)$$

$$d_{z.\delta} = \frac{2\Delta x S_1 S_2 - \frac{\pi}{2} d_{23}^2}{\Delta x \left(S_1 + S_2 + \frac{\pi}{2} d_{23}^2 \right) + S_1 S_2 - \frac{\pi}{4} d_{23}^2}, \quad (13)$$

де $d_{z.n(1)}$, $d_{z.n(\kappa.\kappa)}$ — гідрравлічний діаметр для проходження повітря відповідно у внутрішній трубі та кільцевому каналі, м; $d_{z.\delta}$ — гідрравлічний діаметр для проходження димових газів, м.

На повітряній стороні рекуператора тепловіддача відбувається за рахунок конвективного теплообміну, а на димовій — за рахунок конвективного теплообміну та теплового випромінювання.

Коефіцієнт теплопередачі $k_m(i)$, Вт/(м²·К), між повітрям у кільцевому каналі та повітрям у внутрішній трубі для i -го елемента розрахується за рівнянням [5]:

$$k_m(i) = \frac{\alpha_{n(1)}^{\kappa}(i) \cdot \alpha_{n(\kappa.\kappa)}^{\kappa}(i)}{\alpha_{n(1)}^{\kappa}(i) + \alpha_{n(\kappa.\kappa)}^{\kappa}(i)}, \quad (14)$$

де $\alpha_{n(1)}^{\kappa}(i)$ — коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від стінок внутрішньої труби до повітря в ній для i -го елемента, Вт/(м²·К); $\alpha_{n(\kappa.\kappa)}^{\kappa}(i)$ — коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від повітря в кільцевому каналі до стінки внутрішньої труби для i -го елемента, Вт/(м²·К).

Коефіцієнт теплопередачі $k_{on}(i)$, Вт/(м²·К), між димовими газами, що омивають зовнішню трубу рекуператора, та повітрям в кільцевому каналі для i -го розрахункового елемента визначиться за рівнянням [4]:

$$k_{on}(i) = \frac{\alpha_{n(\kappa.\kappa)}^{\kappa}(i) \cdot \alpha_{\delta}(i)}{\alpha_{n(\kappa.\kappa)}^{\kappa}(i) + \alpha_{\delta}(i)}, \quad (15)$$

де $\alpha_{\delta}(i)$ — сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією та випромінюванням на димовій стороні для даного i -го елемента, Вт/(м²·К).

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією на повітряній і димовій стороні залежить від режиму руху потоку теплоносія, який визначається за критерієм Рейнольдса [5]:

для повітря у внутрішній трубці:

$$\text{Re}_{n(1)}(i) = \frac{w_{n(1)}^{\phi}(i) \cdot d_{z.n.(1)}}{v_{n(1)}(i)}; \quad (16)$$

для повітря у кільцевому каналі:

$$\text{Re}_{n(\kappa.\kappa)}(i) = \frac{w_{n(\kappa.\kappa)}^{\phi}(i) \cdot d_{z.n.(\kappa.\kappa)}}{v_{n(\kappa.\kappa)}(i)}; \quad (17)$$

для димових газів:

$$\text{Re}_{\delta}(i) = \frac{w_{\delta}^{\phi}(i) \cdot d_{z.\delta.}}{v_{\delta}(i)}, \quad (18)$$

де $w_{n(1)}^{\phi}(i)$, $w_{n(\kappa.\kappa)}^{\phi}(i)$, $w_{\delta}^{\phi}(i)$ — фактична швидкість руху повітря і димових газів, визначається як добуток швидкостей, знайдених за формулами (5)—(7), на біном розширення.

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією на повітряній стороні [5]:

для турбулентного режиму

$$\alpha_n^{\kappa}(i) = 0,023 \cdot \frac{\lambda_n(i)}{d_{z.n.}} \cdot \text{Re}_n^{0,8}(i) \cdot \text{Pr}_n^{0,4}(i); \quad (19)$$

для перехідного режиму

$$\alpha_n^{\kappa}(i) = 0,00365 \cdot \frac{\lambda_n(i)}{v_{n(\kappa.\kappa)}(i)} \cdot w_{n(\kappa.\kappa)}^{\phi}(i) \cdot \text{Pr}_n(i); \quad (20)$$

для ламінарного режиму

$$\alpha_n^{\kappa}(i) = 0,17 \cdot \frac{\lambda_n(i)}{d_{z.n.}} \cdot \text{Re}_n^{0,33}(i) \cdot \text{Pr}_n^{0,43}(i). \quad (21)$$

При використанні певної з формул (19)—(21) для визначення коефіцієнту тепловіддачі конвекцією від стінки внутрішньої труби до повітря в ній до позначення $\alpha_n^{\kappa}(i)$ додамо нижній індекс «1», для визначення коефіцієнту тепловіддачі конвекцією від повітря в кільцевому каналі до стінки внутрішньої труби — нижній індекс «κ.κ».

В формулах (19) і (21) значення $d_{z.n.}$ розраховується за формулою (11) для повітря, що знаходиться у внутрішній трубці, та за формулою (12) для повітря в кільцевому каналі.

Коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря $v_n(i)$ можна визначити за апроксимаційною формулою [6]:

$$v_n(i) = (0,00006 \cdot t_n^2(i) + 0,1046 \cdot t_n(i) + 12,238) \times 10^{-6}. \quad (22)$$

Коефіцієнт теплопровідності $\lambda_n(i)$ та критерій Прандтля $\text{Pr}_n(i)$ для повітря при даній температурі повітря визначаються за апроксимаційними формулами [6]:

$$\lambda_n(i) = 0,01163 \times (-0,000001 \cdot t_n^2(i) + 0,0059 \cdot t_n(i) + 2,1955), \quad (23)$$

$$\text{Pr}_n(i) = (-7 \cdot 10^{-10} \cdot t_n^3(i)) + (8 \cdot 10^{-7} \cdot t_n^2(i)) - (3 \cdot 10^{-4} \cdot t_n(i)) + 0,7082. \quad (24)$$

де $t_n(i)$ — температура повітря в i -му розрахунковому елементі, °С.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі на димовій стороні $\alpha_o(i)$, Вт/(мІ·К) розраховується як [5]:

$$\alpha_o(i) = \alpha_o^k(i) + \alpha_o^e(i), \quad (25)$$

де $\alpha_o^k(i)$ — коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до стінки рекуператора конвекцією в розрахунковому елементі, Вт/(мІ·К); $\alpha_o^e(i)$ — коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до стінки рекуператора випромінюванням в розрахунковому елементі, Вт/(мІ·К).

Коефіцієнт $\alpha_o^e(i)$, Вт/(мІ·К), може бути визначений за наступною формулою [6]:

$$\alpha_o^e(i) = \frac{C_o \left[\frac{\varepsilon'_o \left(\frac{t_o(i)}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{cm}(i)}{273} \right)^4}{\varepsilon''_o} \right]}{\frac{1}{\varepsilon''_o} + \frac{1}{\varepsilon_{cm}} - 1} \cdot \frac{1}{t_o(i) - t_{cm}(i)}, \quad (26)$$

де ε'_o — міра чорноти димових газів при температурі $t_o(i)$; ε''_o — міра чорноти димових газів при температурі стінки $t_{cm}(i)$; $\varepsilon_{cm} = 0,8$ — міра чорноти стінки.

Температура стінки в усіх елементах $t_{cm}(i)$, °С, приймається попередньо:

$$t_{cm}(i) = t_n(i) + 100, \quad (27)$$

а в подальшому уточнюється методом послідовних наближень для кожного елемента.

Міра чорноти димових газів залежить від температури димових газів та стінки рекуператора, складу димових газів та описується залежністю [6]:

$$\varepsilon_o = 1,1(e^{-(A+B)} + (1+D) \cdot e^{(E-J)}), \quad (28)$$

де

$$A = 1,4918 + 0,398C_{CO}^{-0,2609} + (0,053 - 0,1239C_{CO_2}^{0,1718}) \cdot t(i); \quad (29)$$

$$B = (0,003504 + 0,0009446 \cdot C_{CO_2}^{0,547}) \times t^2(i); \quad (30)$$

$$D = (-5 + 5,3114 \cdot C_{H_2O}^{-0,01191}) \cdot P_{H_2O}^{0,74+0,03705 \cdot C_{H_2O}^{-0,1561}}; \quad (31)$$

$$E = 0,5708 - 1,2016 \cdot C_{H_2O}^{-0,2146}; \quad (32)$$

$$J = (0,0038 + 0,05133 \cdot C_{H_2O}^{-0,2105}) \cdot t(i), \quad (33)$$

де

$$C_{H_2O} = P_{H_2O} \times l_{ef}; \quad (34)$$

$$C_{CO_2} = P_{CO_2} \times l_{ef}, \quad (35)$$

де P_{CO_2}, P_{H_2O} — парціальні тиски відповідно газу CO₂ та H₂O; l_{ef} — ефективна довжина променів, м.

При розрахунку значення ε'_o за формулами (28)–(33) слід прийняти $t(i) = t_o(i)$; при розрахунку ε''_o — відповідно $t(i) = t_{cm}(i)$.

Ефективна довжина променів визначиться за рівнянням з [6] і для геометричних характеристик рекуператора подвійної циркуляції прийме вигляд:

$$l_{ef} = 1,7 \frac{\left(S_1 \cdot S_2 - \frac{\pi \cdot d_{23}^2}{4} \right) \cdot \Delta x}{\Delta x \cdot \left(S_1 + S_2 + \frac{\pi \cdot d_{23}}{2} \right) + \left(S_1 \cdot S_2 - \frac{\pi \cdot d_{23}^2}{4} \right)}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією на димовій стороні [5]:

- при коридорному розташуванні труб

$$\alpha_{\partial}^{\kappa} = 0,2 \frac{\lambda_{\partial} \cdot \text{Pr}_{\partial}^{0,35}}{d_{\partial, \text{с.д.}}^{0,36}} \left(\frac{w_{\partial}^{\phi}}{v_{\partial}} \right)^{0,64}; \quad (36)$$

- при шаховому розташуванні труб і за умови, що $\frac{S_2 - d_{23}}{S - d_{23}} \geq 0,7$:

$$\alpha_{\partial}^{\kappa} = 0,334 \frac{\lambda_{\partial} \cdot \text{Pr}_{\partial}^{0,35}}{d_{\partial, \text{с.д.}}^{0,40}} \left(\frac{S_2 - d_{23}}{S - d_{23}} \right)^{0,25} \left(\frac{w_{\partial}^{\phi}}{v_{\partial}} \right)^{0,60}, \quad (37)$$

де $S = \sqrt{0,25 \cdot S_2^2 + S_1^2}$ – діагональний крок труб, м;

- при шаховому розташуванні труб і за умови, що $\frac{S_2 - d_{23}}{S - d_{23}} < 0,7$:

$$\alpha_{\partial}^{\kappa} = 0,305 \frac{\lambda_{\partial} \cdot \text{Pr}_{\partial}^{0,35}}{d_{\partial, \text{с.д.}}^{0,40}} \left(\frac{w_{\partial}^{\phi}}{d_{\partial, \text{с.д.}}} \right)^{0,60}. \quad (38)$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості диму $\nu_{\partial}(i)$ можна визначити за апроксимаційною формулою [6]:

$$\nu_{\partial}(i) = (0,00006 \cdot t_{\partial}^2(i) + 0,099 \cdot t_{\partial}(i) + 11,107) \times 10^{-6}. \quad (39)$$

Коефіцієнт теплопровідності димових газів λ_{∂} і критерій Прандтля Pr_{∂} при даній температурі димових газів визначаються за апроксимаційними формулами [6]:

$$\lambda_{\partial} = 0,001163 \cdot (0,0074 \cdot t_{\partial}(i) + 1,9466); \quad (40)$$

$$\text{Pr}_{\partial} = -0,0001 t_{\partial}(i) + 0,6979. \quad (41)$$

Питомий тепловий потік від димових газів до повітря в кільцевому каналі для i -го елемента, що розглядається, складе:

$$q_{\partial n}(i) = k_{\partial n}(i) \cdot (t_{\partial}(i) - t_{n(\kappa, \kappa)}(i)). \quad (42)$$

Кількість теплоти яка відбирається від димових газів за час $\Delta \tau$, буде дорівнювати $q_{\partial}(i)$, Дж:

$$q_{\partial}(i) = q_{\partial n}(i) \cdot \pi \cdot d_{23} \cdot \Delta x \cdot \Delta \tau. \quad (43)$$

Тоді температура димових газів зменшиться на величину:

$$\Delta t_{\partial}(i) = \frac{q_{\partial}(i)}{m_{\partial}(i) \cdot c_{\partial}(i)}, \quad (44)$$

де $m_{\partial}(i)$ — маса димових газів, що оточують трубу рекуператора в i -му розрахунковому елементі, кг; $c_{\partial}(i)$ — масова теплоємність димових газів в i -му елементі, Дж/(кг·К) [6].

Маса димових газів, що оточують i -й елемент:

$$m_{\partial}(i) = \frac{\nu_{\partial}(i) \cdot \rho_{0\partial}}{1 + t_{\partial}(i)/273}, \quad (45)$$

де $\rho_{0\partial}$ — густина димових газів за нормальних умов, кг/м³.

Отже, через час $\Delta \tau$ температура диму, що оточує розрахунковий елемент складе:

$$t_{\partial}^{\Delta \tau}(i) = t_{\partial}(i) - \Delta t_{\partial(i)}(i), \quad (46)$$

де $t_{\partial}(i)$ — початкова температура диму в розрахунковому елементі, °С.

Кількість теплоти, яку отримає повітря в кільцевому каналі за час $\Delta\tau$, буде дорівнювати $q_{n(\kappa.\kappa)}(i)$, Дж:

$$q_{n(\kappa.\kappa)}(i) = q_{0n}(i) \cdot \pi \cdot d_{2\theta} \cdot \Delta x \cdot \Delta\tau. \quad (47)$$

Ця кількість теплоти сприятиме підвищенню температури повітря в кільцевому каналі i -го елемента на величину:

$$\Delta t_{n(\kappa.\kappa)}(i) = \frac{q_{n(\kappa.\kappa)}(i)}{m_{n(\kappa.\kappa)}(i) \cdot c_n(i)}, \quad (48)$$

де $m_{n(\kappa.\kappa)}(i)$ — маса повітря в кільцевому каналі i -го елемента, кг; $c_n(i)$ — масова теплоємність повітря в i -му елементі, Дж/(кг·К) [6].

Маса повітря в кільцевому каналі i -го елемента визначиться як:

$$m_{n(\kappa.\kappa)}(i) = \frac{v_{n(\kappa.\kappa)}(i) \cdot \rho_{0n}}{1 + t_{n(\kappa.\kappa)}(i)/273}, \quad (49)$$

де ρ_{0n} — густина повітря за нормальних умов, кг/м³; $t_{n(\kappa.\kappa)}(i)$ — початкова температура повітря в кільцевому каналі (на початку розрахунку приймається рівною початковій температурі повітря на вході в рекуператор, потім уточнюється), °С.

Через час $\Delta\tau$ температура повітря в кільцевому каналі i -го елемента складе

$$t_{n(\kappa.\kappa)}^{\Delta\tau}(i) = t_{n(\kappa.\kappa)}(i) + \Delta t_{n(\kappa.\kappa)}(i). \quad (50)$$

Питомий тепловий потік від повітря в кільцевому каналі до повітря у внутрішній трубі в i -му елементі, що розглядається, складе

$$q_{nn}(i) = k_{nn}(i) \cdot (t_{n(\kappa.\kappa)}(i) - t_{n(1)}(i)). \quad (51)$$

Кількість теплоти, яку сприймає повітря у внутрішній трубі для i -го розрахункового елемента за час $\Delta\tau$:

$$q_{n(1)}(i) = q_{nn}(i) \cdot \pi \cdot d_{1\theta} \cdot \Delta x \cdot \Delta\tau. \quad (52)$$

Ця кількість теплоти сприятиме підвищенню температури повітря у внутрішній трубі на величину:

$$\Delta t_{n(1)}(i) = \frac{q_{n(1)}(i)}{m_{n(1)}(i) \cdot c_n(i)}, \quad (53)$$

де $m_{n(1)}(i)$ — маса повітря у внутрішній трубі для i -го елемента, кг:

$$m_{n(1)}(i) = \frac{v_{n(1)}(i) \cdot \rho_{0n}}{1 + t_{n(1)}(i)/273}, \quad (54)$$

де $t_{n(1)}(i)$ — температура повітря у внутрішній трубі (на початку розрахунку приймається рівною початковій температурі повітря на вході в рекуператор), °С.

Через час $\Delta\tau$ температура повітря у внутрішній трубі для i -го елемента складе

$$t_{n(1)}^{\Delta\tau}(i) = t_{n(1)}(i) + \Delta t_{n(1)}(i). \quad (55)$$

Кількість теплоти, що відбирається від повітря в кільцевому каналі за час $\Delta\tau$, буде дорівнювати $q_{n(\kappa.\kappa)}^*(i)$, Дж:

$$q_{n(\kappa.\kappa)}^*(i) = q_{nn}(i) \cdot \pi \cdot d_{1\theta} \cdot \Delta x \cdot \Delta\tau. \quad (56)$$

Температура повітря в кільцевому каналі зменшиться на величину:

$$\Delta t_{n(\kappa.\kappa)}^*(i) = \frac{q_{n(\kappa.\kappa)}^*(i)}{m_n(i) \cdot c_n(i)}. \quad (57)$$

Через час $\Delta\tau$ температура повітря в кільцевому каналі i -го елемента складе

$$t_{n(k,k)}^{*\Delta\tau}(i) = t_{n(k,k)}^{\Delta\tau}(i) - \Delta t_{n(k,k)}^*(i). \quad (58)$$

Отримана температура повітря $t_{n(k,k)}^{*\Delta\tau}(i)$ є результуючим значенням температури повітря в кільцевому каналі з урахуванням процесу теплопередачі між повітрям у кільцевому каналі та повітрям у внутрішній трубі. Це значення буде початковим для розрахунку процесу теплопередачі між димовими газами та повітрям в кільцевому каналі наступного елемента (за формулами (42)—(51)):

$$t_{n(k,k)}^{*\Delta\tau}(i) = t_{n(k,k)}(i). \quad (59)$$

Висновки

1. В статті запропоновано методику розрахунку рекуператора подвійної циркуляції, засновану на методі елементарних теплових балансів.

2. Математична модель теплової роботи рекуператора подвійної циркуляції, побудована на основі зазначеної методики, дає можливість аналізувати теплову роботу рекуператора при різних вихідних умовах роботи; враховувати теплове навантаження на внутрішню трубу та оцінювати його вплив на роботу всього рекуператора; підбирати найбільш вигідну конструкцію рекуператора (з точки зору теплової роботи та аеродинамічних характеристик).

3. Використання описаної математичної моделі теплової роботи рекуператора подвійної циркуляції дає змогу аналізувати конструкцію рекуператора з точки зору енергоефективності та довговічності роботи. Вибір найбільш вигідної конструкції рекуператора підвищить глибину утилізації теплових вторинних енергоносіїв, що є економічно доцільним та вигідним. Крім того, зниження витрати палива є також передумовою нейтралізації шкідливого впливу роботи теплового агрегату на навколишнє середовище тому, що економія палива зберігає кисень повітряного басейну та зменшує забруднення його продуктами згоряння палива.

Список використаної літератури

1. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассобмен. М.: Изд-во МЭИ, 2005. 550 с.
2. Драгоманов Б.Х. Долінський А.А., Міщенко А.В. та ін. Теплотехніка. Київ: ІНКІОС, 2005. 504 с.
3. Розенгарт Ю.И. Теплообмен в трубчатых рекуператорах двойной циркуляции. Вопросы чёрной металлургии. Днепропетровск, Изд. Днепропетровского металлургического института, 1958. С. 85–94.
4. Щукин А.А. Промышленные печи и газовое хозяйство заводов. М.: Энергия, 1973. 224 с.
5. Тебеньков Б.П. Рекуператоры для промышленных печей. М.: Металлургия, 1975. 296 с.
6. Маковский В.А., Лаврентик И.И. Алгоритмы управления нагревательными печами. М.: Металлургия, 1977. 184 с.
7. Китаев Б.И. Теплотехнические расчёты нагревательных печей М.: Металлургия, 1970. 528 с.

MODELING OF A DOUBLE CIRCULATION RECUPERATOR'S HEAT WORK

Volianska N.

Abstract

Utilization of heat from waste products of heat units' combustion is one of the most important means of saving fuel and energy resources and improving the environmental performance of the enterprise. Improving the design of heat recuperators and increasing their energy efficiency by improving thermal performance is based primarily on the development of new and improvement of existing methods for calculating heat exchangers. In this paper, based on the method of elementary heat balances,

a mathematical model of the thermal operation of a double-circulation recuperator is developed. The use of the described mathematical model of recuperator's heat work makes it possible to analyze its design in terms of energy efficiency, durability, the ability to reduce heat emissions into the environment.

References

- [1] Cvetkov F.F., Grigor'ev B.A. Teplomassobmen. M.: Izd-vo MJeI, 2005. 550 p.
- [2] Dragomanov B.H., Dolins'kij A.A., Mishhenko A.V. ta in. Teplotehnika K.: INKOS, 2005. 504 p.
- [3] Rozengart Ju.I. Teploobmen v trubchatyh rekuperatorah dvojnoj cirkuljacii. Voprosy chornoj metallurgii. Dnepropetrovsk, Izd. Dnepropetrovskogo metallurgicheskogo instituta, 1958. P. 85–94.
- [4] Shhukin A.A. Promyshlennye pechi i gazovoe hozjajstvo zavodov M.: Jenergija, 1973. 224 p.
- [5] Teben'kov B.P. Rekuperatory dlja promyshlennyh pechej. M.: Metallurgija, 1975. 296 p.
- [6] Makovskij V.A., Lavrentik I.I. Algoritmy upravlenija nagrevatel'nymi pechami. M.: Metallurgija, 1977. 184 p.
- [7] Kitaev B.I. Teplotehnicheskie raschjoty nagrevatel'nyh pechej. M.: Metallurgija, 1970. 528 p.