

**МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ СИСТЕМ ЕНЕРГО-
ТА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ УСТАНОВОК**

Вступ. Політика підвищення енергоефективності на всіх етапах виробництва і споживання енергетичних ресурсів є важливим чинником подальшого розвитку економіки та створення умов для енергетичної безпеки держави. Промислові комплекси, в яких реалізуються високотемпературні теплотехнологічні процеси, формують технічну базу таких енергоємних галузей виробництва, як чорна та кольорова металургія, хімічна та будівельна промисловість. Відомо, що на більшості підприємств України випуск продукції в цих галузях здійснюється з підвищеними питомими витратами енергоресурсів [1]. Підвищення ефективності використання палива у високотемпературних технологічних установках (ВТУ) може бути досягнуто різними способами, у тому числі й шляхом зменшення теплових відходів, регенеративного використання теплових ВЕР, зовнішнього використання відходів в технологічних та енергетичних цілях. На наш погляд, особливо актуальним є другий напрямок, який пов'язаний з регенеративним використанням теплового потенціалу продуктів згоряння, температурний рівень яких за робочою зоною може перевищувати 500 °С, а в ряді агрегатів становить більше 1000 °С. В [2] у загальному виді проаналізовані теплові схеми ВТУ з паливним джерелом енергії, у тому числі з регенеративним тепловикористанням.

Виділення невирішеної частини загальної проблеми. Для шахтних печей доменного виробництва характерним є невисокий рівень температур димових газів, що відходять, тому це не дозволяє нагріти повітря (гаряче дуття), що подається в піч, до високої температури. Крім того, робота печей супроводжується утворенням великої кількості низькокалорійного доменного газу, що може бути використаний в якості палива. Тому тут в системі повітропостачання застосовуються автономні регенеративні повітронагрівачі. У сучасних доменних цехах одну піч обслуговують три-чотири повітронагрівача. Сьогодні на сучасних металургійних підприємствах температура дуття становить 1200–1350 °С. Рівень нагріву дуття визначає питому витрату коксу й продуктивність доменних печей, тому підвищення температури дуття є ефективним засобом зменшення енерговитрат в доменному виробництві. Докладно конструкція та принцип дії теплообмінних апаратів даного типу наведено в роботі [3].

Для розрахунку регенеративних теплообмінників доменних печей застосовувалися наближені методи, які зводилися до визначення загального об'єму насадки та розмірів камери теплообмінника без урахування технологічних зв'язків і реальних умов роботи печі [4, 5]. Найчастіше це приводило до невідповідності об'єму насадки регенератора й параметрів димових газів. Наслідком цього були недостатньо глибока утилізація теплоти димових газів або перевитрата вогнетривких матеріалів і збільшення вартості теплообмінника у випадку занадто великого об'єму насадки. Тому актуальним питанням сьогодні є розробка математичної моделі, що дозволяє моделювати робочі процеси в теплообміннику для визначення його оптимальних режимних та конструктивних параметрів.

Викладення основного матеріалу дослідження. Одним із засобів вирішення даного завдання є застосування сучасних методів математичного моделювання. Підвищення ефективності математичного моделювання пов'язано з розробкою універсальних математичних моделей, що враховують велику кількість факторів, які впливають на протікання робочих процесів в об'єкті. У цьому випадку більше точним є розрахунок регенеративних ТО із застосуванням чисельних методів, отриманих шляхом спільного рішення диференціальних рівнянь переносу в потоках теплоносіїв і теплопровідності насадки із граничними умовами третього роду. Система диференціальних рівнянь, що описує процес теплообміну в насадці регенеративного теплообмінника містить у собі: рівняння теплопровідності насадки в газовий і повітряний періоди; умови теплообміну на зовнішній поверхні насадки; рівняння теплообміну на границі зіткнення потоку теплоносія й насадки; рівняння руху середовища в газовий і повітряний періоди; рівняння періодичності, що характеризують роботу регенератора. Також повинні бути задані умови, що характеризують параметри теплоносіїв на вході в насадку [6].

Рішення такої системи рівнянь є досить складним математичним завданням, тому на практиці при розрахунках використовується ряд спрощень. Розбивка насадки з малим кроком по висоті Δh дозволяє одержати досить точні значення зміни температури по висоті, без урахування в моделі теплового потоку у напрямку осі z . Нерівномірність температури по товщині насадки враховується введенням відповідного коефіцієнту. В цьому випадку досить зручними з погляду практичного використання є кінцево-різницеві методи, за допомогою яких при великій кількості кроків можна одержати досить високу точність розра-

хунків. До таких методів відноситься й метод елементарних теплових балансів. Система диференціальних рівнянь, що характеризує процеси теплообміну в насадці регенератора, у цьому випадку замінюється системою алгебраїчних рівнянь.

Рішення засновано на використанні фундаментального закону збереження енергії, відповідно до якого кількість теплоти, що надійшло в елементарний обсяг, дорівнює зміні внутрішньої енергії речовини. Зв'язок між розподілом теплоти в просторі й величинами теплового потоку можна визначити, використовуючи закони Н'ютона-Ріхмана і Фур'є.

Кількість тепла, що надходить у розрахунковий елемент складає

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{тепл}} + Q_{\text{бч}} + Q_{2\text{тепл}} \quad (1)$$

Температуру кожного розглянутого елемента в розрахунковий момент часу ($j+1$) можна знайти, вирішуючи рівняння теплового балансу, як

$$\begin{aligned} g_{i,j+1} = & \frac{g_{i,j}}{V_i^H c_i^H \rho_i^H} \left[V_i^H c_i^H \rho_i^H - \alpha_{\Sigma i,j} H_{\text{бч}} \Delta \tau \right] + \frac{1}{V_i^H c_i^H \rho_i^H} \times \\ & \times \left[\alpha_{\Sigma i,j} H_{\text{бч}} \Delta \tau g_{i,j}^r - \frac{\lambda_i H_{\text{тепл}} \Delta \tau g_{i-1,j}}{\Delta h} + \frac{\lambda_i H_{\text{тепл}} \Delta \tau g_{i+1,j}}{\Delta h} \right], \end{aligned} \quad (2)$$

де $\alpha_{\Sigma i,j}$ – сумарний коефіцієнт теплообміну в газовий період, визначається як сума коефіцієнтів променистого $\alpha_{\text{пр}}$ та конвективного $\alpha_{\text{к}}$ теплообміну, а в повітряний період $\alpha_{\Sigma i,j}$ приймається рівним $\alpha_{\text{к}}$.

У рівнянні (2) визначення теплофізичних властивостей вогнетривів і теплоносіїв виробляється з урахуванням їх залежності від температури.

Аналогічним образом знаходимо температуру елемента в повітряний період роботи теплообмінника. Умови теплообміну для першого й останнього елементів будуть відрізнятися від інших, що враховано у відповідних рівняннях. Для визначення температури теплоносія в розрахунковому елементі насадки використовуються балансові співвідношення при нагріванні й охолодженні насадки, звідки знаходять значення температури теплоносія для наступної розрахункової ділянки. Так, розрахункова залежність для димових газів у період нагрівання насадки має вигляд

$$g_{i+1,j}^r = g_{i,j}^r - \frac{V_i^H C_i^H \rho_i^H (g_{i,j} - g_{i,j-1})}{M^r C^r \Delta \tau} \quad (3)$$

Спочатку задаються розподілом температури по висоті насадки, що обирається по можливості найбільш близьким до сталого стану. Насадка розбивається на n елементів з кроком Δh . Для забезпечення точності розрахункових даних необхідно правильно вибрати крок за часом $\Delta \tau$. Нерівномірність температурного поля по товщині насадки врахована введенням коефіцієнта масивності. Отриманий розподіл наприкінці кожного періоду приймається в якості початкового для наступного періоду. Розрахунок виконується доти, поки розподіли температур у двох сусідніх циклах практично не будуть відрізнятися друг від друга із заданою точністю. Умова перевірки виходу регенератора на квазістаціонарний режим визначається по вираженню $\Delta Q_{\text{п}} < \Delta Q_{\text{тек}}$, де величина похибки визначалася за значеннями температури в насадці у двох циклах як

$$\Delta Q_{\text{тек}} = V_i C_i^H \rho_i^H (g_{i,j+1} - g_{i,j}) \quad (4)$$

При невиконанні умови (4) розрахунок триває до збігу заданої й отриманої похибки. Більш докладно математична модель теплообміну в регенеративних теплообмінниках з нерухою насадкою викладена в роботі [7].

В моделі, що наведена вище, прийнято припущення, що температура по всій товщині елемента є постійною. Отримання експериментальних даних щодо розподілу температур в поперечному перерізі насадки пов'язано з труднощами вимірювання температурного поля в перерізі тіла, що має невелику товщину (напівтовщина елемента насадки складає 20 мм). Тому для отримання даних щодо температурних полів насадки були виконано розрахунки за допомогою програми ANSYS.

Геометричні особливості розглянутого об'єкта дозволяють звести завдання до плоскої (двовимірної) постановки. В цьому випадку рішення нелінійного нестационарного завдання теплопровідності може бути зведено до пошуку мінімуму наступного функціонала:

$$I = \iint_S \left\{ \frac{\lambda}{2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] + \rho c \frac{\partial T}{\partial t} T \right\} dS + \frac{1}{2} \int_{L_\alpha} \alpha [T - 2T_\infty] T dL, \quad (5)$$

де T_∞ – температура зовнішнього середовища на границі L_α при конвективному теплообміні.

В якості базового кінцевого елемента використано ізопараметричний чотирьохвузловий плоский елемент із білінійною апроксимацією температури усередині елемента (рис. 1). У місцевій системі координат кінцевий елемент має вигляд одиничного квадрата, центр якого сполучений з початком координат. Закон розподілу температури T усередині кінцевого елемента в прийнятих обмеженнях має вигляд $T(\eta, \zeta) = c_1 + c_2\eta + c_3\zeta + c_4\eta\zeta$. У цьому випадку температуру в межах кінцевого елемента можна представити у вигляді

$$T(r, z) = \sum_{i=1}^4 T_i \phi_i(\eta, \zeta), \quad (6)$$

де T_i – значення вузлових температур, $\phi_i(\eta, \zeta)$ – координатні функції кінцевого елемента.

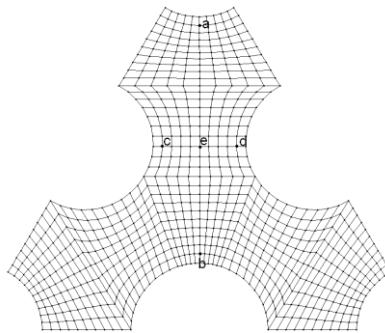


Рисунок 1 – Розрахунковий елемент насадки доменного повітрянагрівача

Вузлові температури визначають безперервні переміщення й температуру по всій області кінцевого елемента. Уздовж границь кінцевих елементів температура змінюється за лінійним законом і повністю визначається значеннями вузлових компонентів, що належать цим граням. При цьому похідна від температури по нормалі до границі елемента є величиною постійною, що забезпечує виконання умов ідеального теплового контакту між елементами.

Застосовуючи традиційну для методу кінцевих елементів процедуру варіювання по незалежних шуканих параметрах, одержимо систему алгебраїчних рівнянь відносно вузлових температур у стандартному виді $[\Lambda]\{T\} = \{T_\alpha\}$. Ця система вирішується на кожному часовому кроці. Рішення в часі здійснюється за допомогою наступної неявної схеми:

$$\frac{\partial T}{\partial t}(t + \Delta t) = [T(t + \Delta t) - T(t)] \frac{2}{\Delta t} - \frac{\partial T}{\partial t}(t). \quad (7)$$

Для урахування залежності властивостей вогнетриву та теплоносіїв від температури застосовується стандартна схема, коли значення на кожному наступному кроці залежить від температури поточного. Якщо підібрати досить дрібний крок за часом, то урахування залежності властивостей матеріалу від температури не вимагає додаткових ітерацій. Результати розрахунків характеру зміни температур елемента в його вузлових точках наведено на рис. 2.

Найбільша різниця в значеннях температури елементів в точках e та a, b, c, d спостерігається в початковий період часу. Максимальне розходження зафіксовано в діапазоні 100–200 с, далі ця різниця зменшується та практично зникає через 600 с після початку нагрівання елемента насадки. Таким чином, використання поправкового коефіцієнту в одномірній моделі, який враховує нерівномірність розподілу температур по товщині елемента в початковий період його нагрівання або охолодження, буде достатнім та не призведе до значного зменшення точності розрахунків.

На базі представленої моделі було розроблено програму для розрахунків теплових процесів в доменних повітрянагрівачах [8]. В табл. 1 наведено результати розрахунків роботи доменного повітрянагрівача для наступних умов: температура повітря на вході в регенератор – 65 °С, температура димових газів під куполом – 1325 °С; тривалість періоду нагріву – 1,83 год., охолодження – 1,0 год.; витрата суміші палива

(доменний газ – 90 %, коксовий – 10 %) – 33802,82 м³/год., повітря горіння – 40685,07 м³/год.

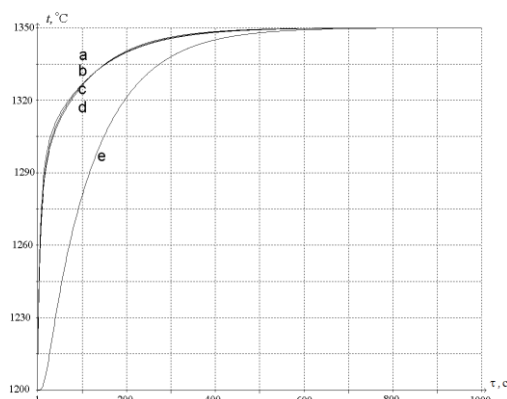


Рисунок 2 – Залежність зміни температури в вузлових точках елемента насадки в часі

Таблиця 1 – Розподіл по висоті температури димових газів та насадки наприкінці періоду нагріву

Висота, м	Температура, °C	
	димові гази	насадка
0	1325	1325
3,2	1309	1316
6,4	1245	1261
9,6	1161	1180
12,8	1060	1089
16	941	972
19,2	819	854
22,4	708	737
25,6	593	631
28,8	459	505
32	369	401

Середня температура газів склала 251 °C, а середня температура горячого дуття – 1268 °C. Також можливо отримати данні щодо зміни параметрів горячого та холодного теплоносіїв у часі в будь-якому елементі насадки.

Висновки. Таким чином, було розроблено математичну модель теплообміну в насадці регенератора на основі методу елементарних теплових балансів з урахуванням зміни інтенсивності теплообміну, теплофізичних характеристик димових газів, повітря й насадки від температури. Реалізація цієї моделі в створеному обчислювальному комплексі з використанням модульного компонування дозволяє виконувати теплотехнічні розрахунки регенеративних теплообмінників з нерухомою насадкою, які є складовою частиною високотемпературних установок різних галузей промисловості. Отримані данні можуть використовуватися для вибору конструктивних і режимних параметрів регенераторів як при реконструкції діючих, так і при проектуванні нових високотемпературних теплотехнологічних агрегатів комплексів, а також при проведенні оптимізаційних розрахунків теплотехнічного устаткування.

Позначки: $H_{\text{тепл}}$, $H_{\text{бч}}$ – торцева та бічна поверхні теплообміну; $Q_{1\text{тепл}}$, $Q_{2\text{тепл}}$ – кількість тепла, передана теплопровідністю від попереднього та до наступного елементів через поверхню $H_{\text{тепл}}$, $Q_{\text{бок}}$ – кількість теплоти, що проходить через поверхню $H_{\text{бч}}$; ϑ , T – температури; V – об'єм елемента; M – масова витрата теплоносія; $\Delta\tau$ – тривалість періоду; α , λ – коефіцієнт теплообміну та теплопровідності; c , ρ – масова теплоємність та густина; i , j – кроки по висоті насадки та в часі; n – насадка; $г$ – гази; 1, 2 – індекси.

Література

1. Стратегія енергозбереження в Україні: Аналітично-довідкові матеріали в 2-х т. Т.1: Загальні засади енергозбереження / За ред. В.А. Жовтянського, М.М. Кулика, Б.С. Стогнія. – К.: Академперіодика, 2006. – 510 с.

2. Троянкин Ю.В. Проектирование и эксплуатация высокотемпературных установок / Ю.В. Троянкин.– М.: Изд-во МЭИ, 2002.– 324 с.
3. Гресс Л.П. Теплообменники доменных печей: монография.– Днепропетровск: Пороги, 2012.– 491 с.
4. Доменные воздухонагреватели (конструкция, теория, режимы работы) / Ф.Р. Шкляр, В.М. Малкин, С.П. Каштанова и др. / М.: Metallurgija, 1982.– 176 с.
5. Гресс Л.П. Энергосбережение при нагреве доменного дутья / Л.П. Гресс.– Днепропетровск: Пороги, 2004.– 209 с.
6. Кошельник А.В. Математическая модель многокамерных регенераторов плавильных агрегатов / А.В. Кошельник // Восточно-европейский журнал передовых технологий.– 2007.– №1/2 (25).– С. 51–54.
7. Интегрированные энергосберегающие теплотехнологии в стекольном производстве: монография / Л.Л. Товажнянский, В.М. Кошельник, В.В. Соловей, А.В. Кошельник.– Х.: НТУ «ХПИ», 2008.– 628 с.

Bibliography (transliterated)

1. Stratehiya enerhozberezhennya v Ukrayini: Analitychno-dovidkovi materialy v 2-kh t. T.1: Zahal'ni zasady enerhozberezhennya. Za red. V.A. Zhovtyans'koho, M.M. Kulyka, B.S. Stohniya.– К.: Akadempriodyka, 2006.– 510 p.
2. Trojankin Ju. V. Proektirovanie i jekspluatacija vysokotemperaturnyh ustanovok. Ju.V. Trojankin. – М.: Izd-vo MJeI, 2002. – 324 p.
3. Gress L.P. Teploobmenniki domennyh pechej: monografija. – Dnepropetrovsk: Porogi, 2012. – 491 p.
4. Domennye vozduhonagrevateli (konstrukcija, teorija, rezhimy raboty). F.R. Shkljar, V.M. Malkin, S.P. Kashtanova i dr. М.: Metallurgija, 1982. – 176 p.
5. Gress L.P. Jenergosberezenie pri nagreve domennogo dut'ja. L.P. Gress.– Dnepropetrovsk: Porogi, 2004. – 209 p.
6. Koshel'nik A.V. Matematicheskaja model' mnogokamernyh regeneratovr plavil'nyh agregatov / A.V. Koshel'nik. Vostochno-evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij. – 2007. – №1/2 (25). – P. 51–54.
7. Integrirovannye jenergosbergajushhie teplotehnologii v stekol'nom proizvodstve: monografija / L.L. Tovazhnyanskyj, V.M. Koshel'nik, V.V. Solovej, A.V. Koshel'nik. – Harkiv: NTU «HPI», 2008. – 628 p.

УДК 669.183.213

Кошельник А.В., Хавин Е.В., Павлова В.Г.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ СИСТЕМ ЭНЕРГО- И ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Представлена математическая модель тепловых процессов в регенеративных теплообменных аппаратах с неподвижной огнеупорной насадкой, используемых для подогрева воздуха горения в высокотемпературных теплотехнологических агрегатах. На её основе создана программа, моделирующая работу воздухонагревателей доменных печей с учетом технологических и эксплуатационных ограничений. Это позволяет получить значения температур теплоносителей и насадки во времени и по высоте теплообменника. Полученные данные могут быть использованы для выбора конструктивных и режимных параметров регенераторов как при реконструкции действующих, так и при проектировании новых высокотемпературных теплотехнологических агрегатов комплексов.

Koshelnik O.V., Khavin E.V., Pavlova V.G.

SIMULATION OF HEAT EXCHANGE UNITS OPERATION OF POWER- AND HEAT SUPPLY SYSTEMS IN HIGH-TEMPERATURE ENGINEERING INSTALLATIONS

The mathematical model of the heating processes in the regenerative heat exchangers with stationary refractory checker-work used for the combustion air pre-heat in the high-temperature heat engineering installations is presented. On this base the procedure simulating the hot-air stoves operation with allowance for technological and operational limitations is created. This makes possible to determine the heat transfer agents and checker-work temperatures in time intervals and in heat exchanger height. The data obtained can be applied for selection of the regenerators' structural and processing properties during the reconstruction of the operating units as long as in designing of the modern high-temperature heat engineering equipment.