

# ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ENERGY EFFICIENCY AND ENERGY SAVINGS

УДК 666.193; 66.047.37

Б.І. Басок, чл.-кор. НАН України, проф., д.т.н., ORCID 0000-0002-8935-4248  
А.В. Тимошенко, к.т.н., ORCID 0000-0001-6840-5491  
Інститут технічної теплофізики НАН України

## ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИЙ КОМПАКТНИЙ КЕРАМІЧНИЙ РЕГЕНЕРАТИВНИЙ ТЕПЛОБМІННИЙ АПАРАТ

*Предметом дослідження виступає високотемпературний компактний керамічний ТА з комірчастою структурою. Стосовно до високотемпературних процесів плавки базальту і варіння скла розглядається можливість його застосування в системі високотемпературного спалювання окислювача. Відзначається, що підігрів окислювача переслідує, як енергетичну, так і технологічну цілі. Наводяться методики визначення нестационарного температурного поля в стінці насадка регенератора і часу роботи ТА з умови забезпечення допустимої температури поверхні насадка. Встановлено, що для діапазону числа Фур'є  $Fo \leq 2,5$  можна не враховувати розподіл температури в стінці насадка регенератора і оперувати його середньою температурою. Наводяться характеристики компактних керамічних ТА регенеративного типу, з урахуванням умов проведення теплотехнологічного процесу. Підтверджується їх висока ефективність. Визначається час роботи ТА і його вплив на температуру поверхні насадка. Показано, що з урахуванням умов проведення процесів плавки базальту і варіння скла, матеріал насадка ТА – муліт – не є оптимальним рішенням. Отримана температура насадка регенератора перевищує допустиму величину тривалого застосування. Апробація результатів дослідження проводилася на дослідно-промислових зразках ванних плавильних печей, обладнаних системою НІТАС.*

**Ключові слова:** теплообмінний апарат, регенератор, енергоефективність, базальтові волокна.

### Вступ

Варка базальтового скла – процес який крім контролю і підтримання температури й часу обробки скла ще визначається газовою атмосферою, в якій відбувається плавка сировини і варіння скла [1]. Продукти згоряння, що відповідають традиційному процесу спалювання природного газу, характеризуються відновлюваною атмосферою (для підтримки високих температур процесу коефіцієнт надлишку повітря підтримується в діапазоні  $\alpha = 1,04-1,15$ ). Присутність у складі базальтів оксидів заліза (до 15%) вимагають такої організації процесу, за якої іони  $Fe^{2+}$  переходили б в іони  $Fe^{3+}$ , що вимагає присутності окисного середовища у момент плавки і варіння базальтового скла. Підвищення температури окислювача дозволяє не тільки досягти (підвищити) енергетичну ефективність теплотехнологічної установки, але і забезпечити присутність вільного кисню в зоні варіння скла. Нижче наводиться графічна залежність дійсної температури горіння, як функції від коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$ , для різних значень температури окислювача  $t_{ao}$  і різної величини втрат в топковому просторі установки  $q_d$  (рисунок 1). При обчисленні дійсної температури горіння використовувалися матеріали робіт [2, 3]. Як можна бачити, підігрів окислювача до температури 1300-1400 °С, дозволяє підтримувати задану температуру процесу варіння скла (1500-1550 °С) при підвищених коефіцієнтах надлишку повітря.

Сформульований принцип – підвищення температури окислювача із збільшенням коефіцієнта надлишку повітря у внутрішньому топковому просторі печі, а також результати аналітичних, числових та експериментальних досліджень процесів течії та теплообміну в елементах теплотехнологічного устаткування, реалізовані в дослідно-промислових зразках модульних ванних газоопалювальних базальтоплавильних печей які пройшли тривалу підконтрольну експлуатацію на базі Чернівецького заводу теплоізоляційних матеріалів в складі установок виробництва штапельного і безперервного базальтового волокна.

Традиційно, підігрів окислювача здійснюється продуктами згоряння. Для існуючих технічних рішень системи «теплообмінник – пальниковий пристрій» максимальна температура підігріву окислювача визначається допустимою температурою роботи пальникового пристрою і становить 200-500 °С [1, 4].

© Б.І. Басок, А.В. Тимошенко, 2019

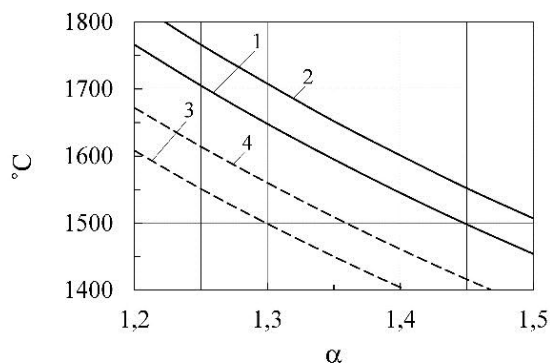


Рисунок 1 – Залежність дійсної температури горіння від коефіцієнта надлишку повітря:  
1, 2 -  $q_4=50\%$ ,  $t_{ao}=1300, 1400$  °C; 3, 4 -  $q_4=60\%$ ,  $t_{ao}=1300, 1400$  °C.

Подальше підвищення температури окислювача вимагає перегляду вимог до теплообмінних і паликових пристроїв. Огляд існуючих рішень високотемпературних теплообмінних апаратів (ТА) представлений в роботі [5]. Предметом цього дослідження виступає компактний високотемпературний та регенеративного типу використовуваний в системі спалювання високотемпературного окислювача, використовуючи аббревіатуру, запропоновану в роботі [6], системі НІТАС (high-temperature air combustion system). Використання високотемпературного ТА в поєднанні з паливними регенеративного типу забезпечує підігрів окислювача до температури на 50 °C нижче за температуру продуктів згорання в топковому просторі установки. Докладний аналіз методології розрахунку, результати числового й експериментального дослідження режимів і теплотехнічних характеристик двоступеневих високотемпературних ТА регенеративного типу, використовуваних для паливників НІТАС, наводяться в роботі [6]. Результати роботи підтвердили високу ефективність регенераторів з комірчастою структурою. Для прийнятих вихідних даних були отримані значення ефективності теплообмінника  $\varepsilon$  (85-95%) і коефіцієнта рекуперації + ERR (energy recovery ratio) (65-77%). Досліджено динаміку температур газового та повітряного потоків, динаміку температури комірчастої двоступеневої насадки, як функцій від періоду роботи регенератора. Результати роботи підтверджують вірність ідеї про використання високотемпературних компактних ТА з комірчастою структурою, в поєднанні з системою НІТАС, для підвищення енергетичної ефективності теплотехнічного обладнання. При цьому, стосовно до теплотехнологічних процесів варіння базальтового скла, температурні рівні яких перевищують рекомендовану максимальну температуру застосування насадка ТА, виникла необхідність дослідження режимів роботи і теплотехнічних характеристик високотемпературних компактних керамічних ТА з комірчастою структурою, що забезпечують їх тривалу роботу в складі технологічного обладнання.

#### Мета і задачі

Мета дослідження полягала у визначенні періоду роботи регенератора, при якому забезпечується його тривала експлуатація, і в побудові теплових і енергетичних показників ТА. В роботі використовувалися аналітичні, чисельні та експериментальні методи дослідження. Апробація результатів дослідження проводилася в період тривалої підконтрольної експлуатації на дослідно-промислових зразках обладнання.

Завдання дослідження полягали в розробці та апробації методики розрахунку розподілу температури в стінці насадка регенератора, як функції від часу. Побудові для найбільш теплонапружених ділянок роботи насадка регенератора залежності зміни температури поверхні насадка від часу його роботи. Визначенні часу роботи регенератора, при якому температура поверхні насадка не перевищує рекомендованої максимальної температури застосування для матеріалу насадка.

#### Матеріал та результати досліджень

Дані, що використовуються для побудови розрахункових моделей і проведення обчислень, наводяться в таблиці 1. Формулювання вихідних даних проводилося за результатами аналізу процесів варіння базальтового скла і роботи технологічного обладнання.

Витрати окислювача і продуктів згорання відрізняються на величину  $\Delta\alpha$ , обумовлену додатковою кількістю повітря на охолодження паликових пристроїв, шахти завантаження і елементів системи безпеки. Величина  $\Delta\alpha$  не перевищує 0,3 одиниці. Загальна витрата природного газу в номінальному режимі роботи становила  $B=5,7$   $\text{м}^3/\text{год}$ . Витрата окислювача обчислювався при коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha = 1,2$  і становив  $G_a = 85$   $\text{кг}/\text{год}$ .

Витрата суміші продуктів згорання і повітря перед регенераторами обчислювався при коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha = 1,45$  і становив  $G_g = 106$   $\text{кг}/\text{год}$ .

Таблиця 1 – Вихідні дані

№ пп	Найменування позиції	Позначення	Од. вим.	Величина
1	Потужність модульної плавильної печі	$Q$	кВт (нм <sup>3</sup> /час)	60 5,7
2.	Величина тепловтрат в топковому просторі*	$q_t$	%	50-60
3.	Температура продуктів згоряння початкова	$t_{gi}$	°С	1500-1550
4.	Температура окислювача початкова	$t_{ai}$	°С	40
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha$		1,3-1,5
	Характеристика насадку регенератора			
6.	Матеріал насадку			муллит
7.	Габаритні розміри насадку	$A*B*C$	м*м*м	0,15*0,15*0,30
8.	Кількість каналів насадку	$n*n$	шт.	13*13
9.	Товщина стінки насадку	$d$	м	0,0018
10.	Ширина каналу насадку	$c$	м	0,0095
11.	Вільний переріз для проходу газів	$\varepsilon$		0,68
12.	Площа поверхні теплообміну	$F$	м <sup>2</sup>	2,1
13.	Питома площа поверхні теплообміну		м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	314
14.	Площа для проходу газів	$f$		0,0153
15.	Вага насадку регенератора	$m$	кг	5
* - тепловтрати включають в себе – тепло на підігрів і плавлення базальтового сировини, потужність системи повітряного охолодження корпусу-теплообмінника, втрати з хімічним недожогом; рекуперативні втрати через огорожувальні поверхні.				

Модульна плавильна піч обладнана чотирма ТА, два з яких працюють на зарядку, і два – на розрядку. Кожен ТА складається з двох насадок, послідовно встановлених одна за одною. Загальна поверхня теплообміну одного ТА – 4,2 м<sup>2</sup>. Щоб уникнути вибивання високотемпературних продуктів згоряння і підсмоктування надмірної кількості холодного повітря під час роботи, в топковому просторі печі підтримується тиск, близький до атмосферного.

*Ефективність теплообмінника  $\varepsilon$ .* Використовуючи критерій ефективності теплообмінника, введений в роботі [7], оцінимо його величину стосовно до умов роботи високотемпературного компактного ТА регенеративного типу для ванни плавильної печі.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{G_g \cdot (c_p)_g [t_{gi} - t_{go}]}{G_a \cdot (c_p)_a [t_{gi} - t_{ai}]}, \quad (1)$$

де  $q$ ,  $q_{max}$  – кількість теплоти в одиницю часу фактично передане і максимально можливе, відповідно, Вт.

В якості аргументу використовуємо середню температуру газового потоку на виході з ТА  $t_{go}$ . Як можна бачити, при максимальній ефективності теплообмінника для температури  $t_{go}$  існує термодинамічна межа нижче якої температура продуктів згоряння знизитися не може, в припущенні, що вся теплота йде на нагрів окислювача (рисунок 2).

Стосовно до розглянутих випадків мінімальна температура продуктів згоряння  $t_{go}$ , відповідна максимальній ефективності теплообмінника, дорівнює 499 °С – крива 1 і 530 °С – крива 2.

*Число одиниць переносу NTU.* У каналах насадку регенератора переважає вимушена течія, обумовлена зовнішнім градієнтом тисків, вплив вільного руху не враховується. Число одиниць перенесення визначалося виразом –

$$NTU = \frac{k_{cp} \cdot F}{G_a \cdot (c_p)_a}, \quad (2)$$

де  $k_{cp}$  – середній коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Для обчислення локальних і середніх коефіцієнтів тепловіддачі в каналах насадку регенератора використовуємо рівняння, яке описує конвективний теплообмін при вимушеному русі в круглій трубі, при

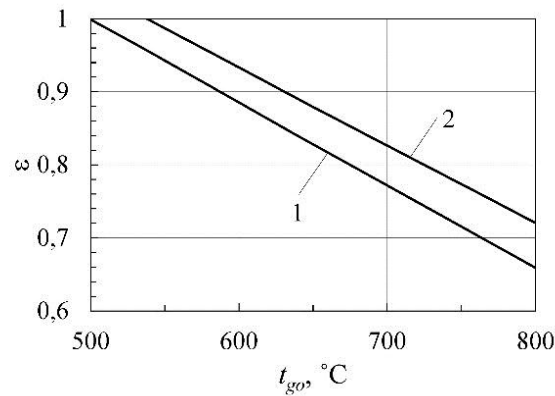


Рисунок 2 – Залежність ефективності теплообмінника від температури продуктів згоряння на виході з регенератора:

$$\alpha=1,2; \Delta\alpha=0,25; 1 - t_{gi}=1400 \text{ } ^\circ\text{C}; 2 - t_{gi}=1500 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

постійних фізичних властивостях теплоносія, усталеній течії, початковій термічній ділянці і граничних умовах 2-го роду [8] –

$$Nu_x = 1,31 \left( \frac{1}{Re Pr} \cdot \frac{x}{X} \right)^{-\frac{1}{3}}, \quad (3)$$

де в якості характерного лінійного розміру ( $X$ ) використовується гідравлічний діаметр каналу регенератора ( $X=c$ ). На ділянці усталеної течії, після змикання температурних приграничних шарів, рівняння, що описує конвективний теплообмін при вимушеному русі і граничних умовах 2-го роду, приймає вигляд [8] –

$$Nu = \frac{48}{11} = 4,36. \quad (4)$$

Середнє значення числа Нусельта по довжині каналу визначалося шляхом інтегрування виразу для локального значення числа Нусельта:

$$Nu_{ave} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_x dx. \quad (5)$$

При виконанні обчислень, приймалися такі припущення.

Загальний час роботи регенератора (час циклу) визначалося за інтенсивністю нагріву (охолодження) його нижньої частини, що контактує з високотемпературними продуктами згоряння і охолоджуваною нагрітим повітрям, яка, таким чином знаходиться в найбільш теплонапружених умовах. При обчисленні часу циклу використовувалися значення теплофізичних характеристик матеріалу і середовищ, визначені для справжніх діапазону температур. Проводячи повірочний розрахунок теплообмінного апарату і обчислюючи кінцеві температури газових середовищ, всі визначальні теплофізичні характеристики приймалися за середніх температур діапазонів (або обумовлювалися окремо). Інтенсивність конвективного теплообміну між потоком продуктів згоряння і стінкою насадка (на вході в регенератор), в період зарядки, визначалася за середнім числом Нусельта (3), (5), усередненим на відстані одного калібру від входу в регенератор. Інтенсивність конвективного теплообміну при виконанні повірочного розрахунку ТА визначалася за середнім числом Нусельта, усередненим на всій довжині каналу регенератора. Для визначення властивостей газових середовищ попередньо задавалася ефективність регенератора. В подальшому, величина ефективності уточнювалася. Опираючись на результати роботи [6] є приймалася рівною 95%. Теплофізичні властивості газового середовища приймалися для середньої температури приграничного шару. Температура продуктів згоряння приймалася постійною і рівною  $t_{gi}$ , температура поверхні регенератора  $t_{reg}$  спочатку приймалася на  $50 \text{ } ^\circ\text{C}$  вище температури окислювача на виході з регенератора  $t_{ao}$  і уточнювалася під час розрахунку. Також, як і в період зарядки, теплофізичні властивості газового середовища приймалися для середньої температури приграничного шару. Температура окислювача  $t_{ao}$  приймалася постійною, на  $50 \text{ } ^\circ\text{C}$  нижче температури поверхні насадка  $t_{reg}$ . Далі, в результаті розрахунку значення  $t_{ao}$  і  $t_{reg}$  уточнювалися.

Результати розрахунків теплотехнічних характеристик процесу, необхідних для подальшого аналізу, представлені в таблиці 2.

На основі аналізу опублікованих даних [9-12] у подальших розрахунках приймаються наступні теплофізичні властивості мулітового регенератора:

коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·град) –

$$\lambda_{reg} = -26,45 \cdot 10^{-5}t + 2,42; \quad (6)$$

Таблиця 2 – Характеристики конвективного теплообміну в каналах насадка регенератора

№ пп	Найменування позиції	Позначення	Од. вим.	Величина	
				продукти згоряння	окислювач
1.	Середня швидкість потоку	$w_i$	м/с	5,1	0,7
2.	Число Рейнольдса у вхідному перерізі	$Re_i$		153	383
3.	Число Рейнольдса у вихідному перерізі	$Re_o$		<283	>200
4.	Число Прандтля у вхідному перерізі	$Pr_i$		0,525	0,699
5.	Число Прандтля у вихідному перерізі	$Pr_o$		<0,630	<0,730
6.	Температура				
	середня	$t_{ave}$	°С	873	873
	початкова	$t_i$	°С	1500	40
7.	Число Нусельта				
	середнє	$Nu_{ave}$		4,4	4,5
	початкове	$Nu_i$		6,7	9
8.	Коефіцієнт тепловіддачі			77	63
	середній	$\alpha_{ave}$	Вт/(м <sup>2</sup> °С)	46	35
	початковий	$\alpha_i$	Вт/(м <sup>2</sup> °С)	104	45
9.	Число одиниць переносу	NTU		6,2	

питома теплоємність, кДж/(кг·град) –

$$c_{reg} = 23,0 \cdot 10^{-5}t + 0,998; \quad (7)$$

густина, кг/м<sup>3</sup> –  $\rho=2310$ ;

коефіцієнт об'ємного розширення, К<sup>-1</sup> $\beta=6,2 \cdot 10^{-6}$ .

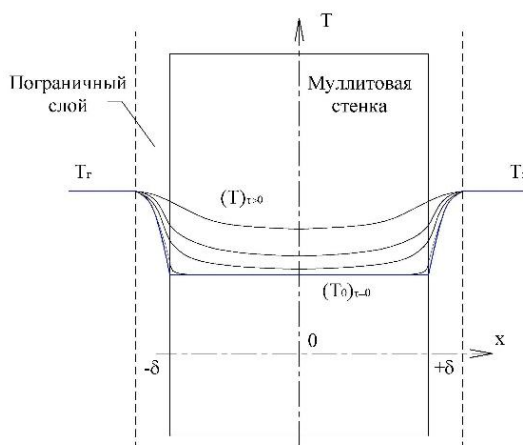


Рисунок 3 Розподіл температури в необмеженій пластині (симетрична задача)

В якості розрахункової моделі для визначення часу зарядки/розрядки регенератора розглядався випадок нагрівання необмеженої пластини [13] (рисунок 3). Товщина необмеженої пластини приймалась рівною  $2\delta$ , початковий розподіл температури в пластині – рівномірним –  $T(x, 0)=T_0$ . У початковий момент часу пластинка починає обдуватися середовищем з постійною температурою  $T_g > T_0$ . Теплообмін між обмежувачами поверхнями пластинки і навколишнім середовищем описувався законом Ньютона.

Диференціальне рівняння в частинних похідних описує розрахункову модель має вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (8)$$

Початкова умова формулювалася як :

$$\tau = \tau_0 = 0; \quad x \in [-\delta, +\delta]; \quad T(x, \tau) = T(x, 0) = T_0. \quad (9)$$

Граничні умови мають вигляд:

$$\tau > 0; \quad x = 0; \quad \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=0} = 0; \quad (10)$$

$$\tau > 0; \quad x = +\delta; \quad \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=+\delta} = \alpha [T_g - T(\delta, \tau)]. \quad (11)$$

Диференціальне рівняння в частинних похідних, приведене до безрозмірного вигляду:

$$\frac{\partial \theta(X, Fo)}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 \theta(X, Fo)}{\partial X^2}, \quad (12)$$

де  $\theta = \frac{T_w - T}{T_w - T_0}$  - безрозмірна температура,  $T_w, T_0$  температура поверхні та центра насадка, відповідно;

$Fo = \frac{\alpha \tau}{\delta^2}$  - безрозмірний час (число Фур'є);

$X = \frac{x}{\delta}$  - безрозмірна координата.

Початкові і граничні умови після операції безрозмірювання мають вигляд:

$$1) Fo = 0; \quad X \in [-1, +1]; \quad \theta = 1; \quad (13)$$

$$2) Fo > 0; \quad X = 0; \quad \left(\frac{\partial \theta}{\partial X}\right)_{X=0} = 0; \quad (14)$$

$$3) Fo > 0; \quad X = +1; \quad \left(\frac{\partial \theta}{\partial X}\right)_{X=1} = -Bi \cdot \theta_{X=1}. \quad (15)$$

Розв'язання задачі виконувалося методом Фур'є (розділення змінних [13]). Після перетворення рівняння приймало вигляд:

$$\frac{Z'(Fo)}{Z(Fo)} = \frac{Y''(X)}{Y(X)} = -\lambda^2. \quad (16)$$

Одержане співвідношення привело до двох звичайних диференціальних рівнянь (ЗДУ):

$$\begin{cases} Y''(X) + \lambda^2 Y(X) = 0; \\ Z'(Fo) + \lambda^2 Z(Fo) = 0. \end{cases} \quad (17)$$

Загальний розв'язок першого ЗДУ системи мав вигляд:

$$Y(X) = C1 \cos[\lambda X] + C2 \sin[\lambda X]. \quad (18)$$

Відповідно загальний розв'язок другого ЗДУ:

$$Z(Fo) = C3 \exp[-\lambda^2 Fo]. \quad (19)$$

Таким чином, загальний розв'язок системи (добуток двох частинних рішень) мав вигляд:

$$\theta(X, Fo) = C3 \exp[-\lambda^2 Fo][C1 \cos(\lambda X) + C2 \sin(\lambda X)]. \quad (20)$$

З другої ГУ знаходилася константа інтегрування -  $C2=0$

Після підстановки  $C2$ , загальне рішення рівняння приймало вигляд:

$$\theta(X, Fo) = C \cos(\lambda X) \exp[-\lambda^2 Fo]. \quad (21)$$

Використовуючи третє ГУ, знаходилося значення константи розділення змінних  $\lambda$ :

$$\frac{\lambda}{Bi} = \text{ctg}(\lambda). \quad (22)$$

В результаті розв'язання трансцендентного рівняння одержувалася нескінченна множина значень константи  $\lambda$ , причому кожне подальше значення більше, ніж попереднє :

$$\lambda_1 < \lambda_2 < \lambda_3 < \dots < \lambda_n < \dots$$

Перші шість коренів  $\lambda_n$  табульовані і приведені у довідковій літературі для різних значень критерію  $Bi$  [14].

Таким чином, загальний розв'язок рівняння представляється сумою всіх часткових розв'язків:

$$\theta(X, Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cos(\lambda_n X) \exp[-\lambda_n^2 Fo]. \quad (23)$$

Постійна інтегрування  $C_n$  знаходилася з початкової умови:

$$C_n = \frac{2 \sin(\lambda_n)}{\lambda_n + \sin(\lambda_n) \cos(\lambda_n)}. \quad (24)$$

Підставляючи значення  $C_n$ , отримане для випадку рівномірного розподілу температури в пластині в початковий момент часу, в загальний розв'язок рівняння, отримували рішення диференціального рівняння в частинних похідних, що описує розрахункову модель :

$$\theta(X, Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \sin(\lambda_n)}{\lambda_n + \sin(\lambda_n) \cos(\lambda_n)} \cos(\lambda_n X) \exp[-\lambda_n^2 Fo]. \quad (25)$$

При малих значеннях  $Bi$  ( $Bi < 0,1$ ) швидкість нагрівання пластини визначається швидкістю перенесення тепла з навколишнього середовища до поверхні пластини. Вже при  $Fo \geq 0,3$  ряд (25) стає таким, що сходиться настільки швидко, що розподіл температури досить точно описується першим членом ряду [15]:

$$\theta(X, Fo) = \frac{2 \sin(\lambda_1)}{\lambda_1 + \sin(\lambda_1) \cos(\lambda_1)} \cos(\lambda_1 X) \exp[-\lambda_1^2 Fo]. \quad (26)$$

Середня температура пластини визначалася виразами:

$$\theta_{ave} = \int_0^1 \theta(X, Fo) dX = \frac{4 \sin^2(\lambda_1) \exp[-\lambda_1^2 Fo]}{\lambda_1 (\sin(2\lambda_1) + 2\lambda_1)}, \quad (27)$$

$$\Theta_{ave} = \frac{T_w - T_{ave}}{T_w - T_0} \quad (28)$$

Нижче наводяться результати розрахунку профілів температури, як функції від лінійної координати і часу (рисунок 4). Можна бачити, що період прогріву стінки, під час якого необхідно враховувати характер розподілу температури, не перевищує  $Fo \leq 2,5$  (рисунок 5). Вибираючи період зарядки / розрядки регенератора таким, щоб число Фур'є перевищувало величину  $Fo = 2,5$ , можна, при проведенні аналізу не враховувати розподіл температури по перерізу стінки регенератора. Надалі, при обчисленні температури стінки регенератора малася на увазі середня температура  $T_{ave}$ . Зміна середньої температури стінки регенератора визначалася зі спільного розгляду рівнянь теплового балансу і теплопередачі:

$$Q(\tau) = m \cdot c_{reg}(t) \cdot (T_{ave} - T_0), \quad (29)$$

$$Q(\tau) = \alpha \cdot F \cdot (t_{gi} - T_0). \quad (30)$$

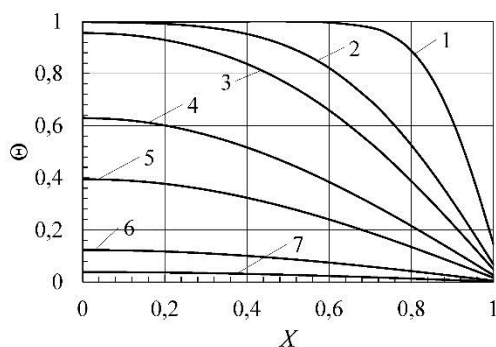


Рисунок 4 – Безрозмірні профілі температури в період зарядки/розрядки регенератора:  $Bi < 0,05$ ; 1 –  $Fo = 0,01$ ; 2 –  $Fo = 0,05$ ; 3 –  $Fo = 0,1$ ; 4 –  $Fo = 0,3$ ; 5 –  $Fo = 0,5$ ; 6 –  $Fo = 1,0$ ; 7 –  $Fo = 1,5$ .

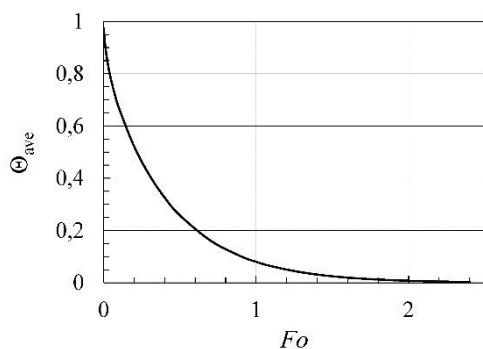


Рисунок 5 – Залежність середньої температури пластини від числа Фур'є

По черзі розглядалися періоди зарядки  $\tau_{charge}$  і розрядки  $\tau_{discharge}$  регенератора. Значення температури  $T_{ave}$ , отримане в кінці розрахунку одного періоду, приймалося в якості початкового значення для розрахунку другого періоду. Обчислення проводилися до моменту стабілізації температурних кривих, що характеризують періоди зарядки і розрядки регенератора.

Результати розрахунку, отримані для різних умов роботи ТА наводяться на рисунку 6.

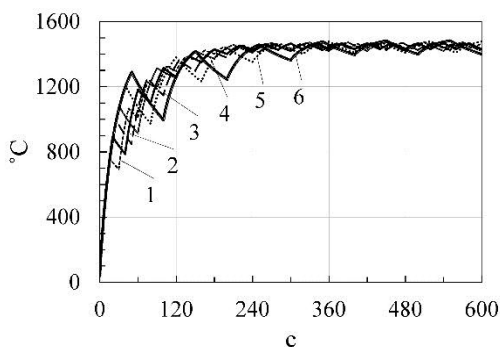


Рисунок 6 – Динаміка температури насадка регенератора у вхідному перерізі:  $t_{gi} = 1500 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;  $t_{ao} = 1300 \text{ } ^\circ\text{C}$ ; 1 –  $t = 15 \text{ c}$ ; 2 –  $20 \text{ c}$ ; 3 –  $25 \text{ c}$ ; 4 –  $30 \text{ c}$ ; 5 –  $40 \text{ c}$ ; 6 –  $50 \text{ c}$ .

Різниця температур насадка на початку і кінці періоду роботи ТА зростає зі збільшенням періоду роботи:

$$\Delta T_{ave} = (T_{ave}^{max} - T_{ave}^{min})\tau. \quad (31)$$

На рисунку 7 (крива 1) наводиться безрозмірна величина  $\varepsilon_{\Delta T_{ave}}$ , яка визначається як відношення  $\Delta T_{ave}$  до різниці температур газових потоків ( $t_{gi} - t_{ao}$ ). Зменшення середньої температури насадка регенератора зі збільшенням періоду його роботи (рисунок 7, крива 2), дозволяє зробити припущення про одночасне зниження ефективності його роботи.

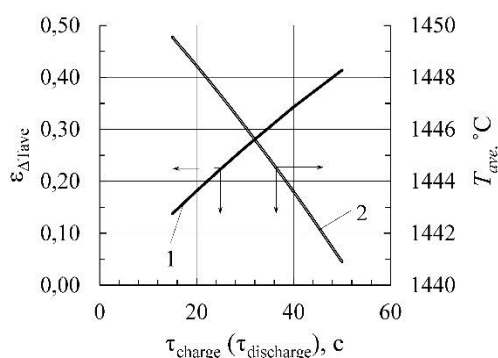


Рисунок 7 – Вплив періоду роботи на характеристики ТА:  
 $t_{gi}=1500\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{ao}=1300\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; 1 –  $\varepsilon_{\Delta T_{ave}}$ ; 2 –  $T_{ave}$ .

Стосовно до умов проведення промислового експерименту наводяться технічні показники ТА регенеративного типу – таблиця 3. Підтверджено високу ефективність ТА ( $\varepsilon=0,95$ ), при цьому коефіцієнт рекуперації має значення менше, ніж у роботі [6] ( $ERR<0,56$ ), що викликано збільшенням коефіцієнта надлишку повітря у продуктах згоряння (іх розбавленням повітрям) і зниженням температури.

Вибір періоду роботи ТА, що задовольняє умові забезпечення допустимої температури тривалого застосування насадка стосовно до результатів, наведених у таблиці 3, показав, що тільки для одного технологічного режиму (варіант 1) вдається забезпечити умову  $T_{ave}\leq 1480\text{ }^{\circ}\text{C}$  при  $\tau_{charge}=\tau_{discharge}<20$  сек. Для решти режимів роботи температура поверхні насадка перевищує допустиме значення (до  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), період роботи змінювався в діапазоні  $5\leq\tau_{(dis)charge}<20$  сек.

Таблиця 1 – Теплотехнічні властивості ТА регенеративного типу з комірчастою структурою

№ пп	Найменування позиції	Позначення	Од. вим.	Варіанти		
				1	2	3
1.	Температура продуктів згоряння початкова	$t_{gi}$	$^{\circ}\text{C}$	1500	1525	1550
2.	Температура продуктів згоряння після ТА	$t_{go}$	$^{\circ}\text{C}$	532,2	541,3	549,1
3.	Температура повітря початкова	$t_{ai}$	$^{\circ}\text{C}$	40		
4.	Температура повітря після ТА	$t_{ao}$	$^{\circ}\text{C}$	1423,4	1446,9	1469,9
5.	Потужність ТА	$Q$	кВт	18,7	19,0	19,4
6.	Ефективність ТА	$\varepsilon$		0,95	0,95	0,95
7.	Коефіцієнт рекуперації	$ERR$		0,56	0,56	0,56

### Висновки

1. Підігрів окислювача до температур 1300-1400  $^{\circ}\text{C}$  дозволяє здійснювати процес плавки базальта і варки скла, при підвищених коефіцієнтах надлишку повітря – до 1,5 одиниць.

2. Реалізація принципу високотемпературного спалювання окислювача (НіТАС) в теплотехнології, з використанням компактних ТА регенеративного типу з комірчастою структурою і пальниками регенеративного типу, дозволяє підвищити енергетичну ефективність технологічного процесу.

3. Період прогріву стінки, під час якого необхідно враховувати характер розподілу температури, не перевищує  $Fo\leq 2,5$ .

4. Застосування муліту в якості матеріалу насадка регенератора з комірчастою структурою не дозволяє повною мірою задовольнити температурні умови технологічного процесу. Тільки в одному з



розглянутих випадків температура поверхні ТА не перевищувала допустимої температури тривалого застосування 1480 °С. Доцільно в якості насадка регенератора використовувати матеріал з допустимою температурою застосування 1525 °С і вище.

5. Розглянута конструкція високотемпературного компактного керамічного ТА регенеративного типу характеризується високими показниками ефективності ТА ( $\epsilon=0,95$ ), коефіцієнта рекуперативності ( $ERR=0,56$ ) і чисел переносу ( $NTU=6,2$ ).

#### Література

1. Джигирис Д.Д. Основы производства базальтовых волокон и изделий / Д.Д. Джигирис, М.Ф. Махова. – М.: Теплоэнергетик, 2002. – 411 с.
2. Основы практической теории горения / под ред. В.В. Померанцева, Изд. 2-е, перераб. и доп. Ленинград, Энергоатомиздат, Ленинградское отделение, 1986. – 310 с.
3. Ткаченко О.О. Високотемпературні процеси та установки: Підруч. – К.: А.С.К., 2005. – 480 с.
4. Оснос С.П. Базальтовое непрерывное волокно – вчера, сегодня, завтра. Развитие технологий и оборудования, промышленных производств и сбыта / С.П. Оснос, М.С. Оснос // Композитный мир. – 2015. - №4. – С. 24-30.
5. Bengt Sunden High Temperature Heat Exchangers (HTHE) / Bengt Sunden // Proceedings of Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology, Eds. R.K. Shah, M. Ishizuka, T.M. Rudy, and V.V. Wadekar, Engineering Conferences International, Hoboken, NJ, USA, September 2005. – 226-238 pp.
6. Wlodzimierz Blasiak Thermal performance analysis on a two composite material honeycomb heat regenerators used for HiTAC burners / Nabil Rafidi, Wlodzimierz Blasiak // Applied Thermal Engineering. – 2005. №25(2005). – С.2966-2982. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2005.03.004
7. Кэйс В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кэйс, А.Л. Лондон, Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Энергия, 1967. – 224 с.: ил.
8. Петухов Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б.С. Петухов. – М.: Энергия, 1967. – 412 с.: ил.
9. Казанцев Е.И. Промышленные печи. Справочное руководство для расчетов и проектирования.
10. Расчет нагревательных и термических печей. Справочник под ред. Тымчака, Гусовского. – 1983.
11. Мастрюков Теплотехнические расчеты промышленных печей. – 1972.
12. Григорьев Физические величины. Справочник. – 1991.
13. Зайцев В.Ф., Полянин А.Д. Метод разделения переменных в математической физике. – СПб., 2009. – 92 с. – ISBN 978-5-94777-211-1
14. Лыков А.В. Теория теплопроводности. М., Высшая школа, 1967. – С.600.
15. Исаченко В.П. и др. Теплопередача. Учебник для вузов, Изд. 3-е, перераб. и доп. М., «Энергия», 1975. – 488 с. с ил.

УДК 666.193; 66.047.37

**Б.И. Басок**, чл.-корр. НАН Украины, проф., д.т.н., **ORCID 0000-0002-8935-4248**  
**А.В. Тимошенко**, к.т.н., **ORCID 0000-0001-6840-5491**  
Институт технической теплофизики НАН Украины

### ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИЙ КОМПАКТНИЙ КЕРАМІЧЕСКИЙ РЕГЕНЕРАТИВНИЙ ТЕПЛООБМЕННИЙ АППАРАТ

**Ключевые слова:** теплообменный аппарат, регенератор, энергоэффективность, базальтовые волокна. Предметом исследования выступает високотемпературный компактный керамический ТА с ячеистой структурой. Применительно к високотемпературным процессам плавки базальта и варки стекла рассматривается возможность его применения в системе високотемпературного сжигания окислителя. Отмечается, что подогрев окислителя преследует, как энергетическую, так и технологическую цели. Приводятся методики определения нестационарного температурного поля в стенке насадка регенератора и времени работы ТА из условия обеспечения допустимой температуры поверхности насадка. Установлено, что для диапазона числа Фурье  $Fo \leq 2,5$  можно не учитывать распределение температуры в стенке насадка регенератора и оперировать его средней температурой. Приводятся характеристики компактных керамических ТА регенеративного типа, применительно к условиям проведения теплотехнологического процесса. Подтверждается их высокая эффективность. Определяется время работы ТА и его влияние на температуру поверхности насадка. Показано, что применительно к условиям проведения процессов плавки базальта и варки стекла, материал насадка ТА – муллит – не является оптимальным решением. Полученная

температура насадка регенератора превышает допустимую величину длительного применения. Апробация результатов исследования производилась на опытно-промышленных образцах ванн плавильных печей оборудованных системой HiTAC.

**B. Basok**, Cor. Mem. NAS of Ukraine, Prof., Dr. Eng. Sc., ORCID 0000-0002-8935-4248

**A. Timoshchenko**, Cand. Sc. (Eng.), ORCID 0000-0001-6840-5491

**Institute of Engineering Thermophysics of NAS of Ukraine**

## **HIGH TEMPERATURE COMPACT CERAMIC REGENERATIVE HEAT EXCHANGER**

Keywords: heat exchanger, regenerator, energy efficiency, basalt fibers.

The subject of the research is the high-temperature compact ceramic heat exchanger of a regenerative type with a honeycomb structure. In relation to high-temperature processes of basalt smelting and glass melting, the possibility of its application in a system of high-temperature air combustion is considered. It is noted that heating of the air pursues both energy goal – reduction of natural gas consumption, and technological goal – increasing the amount of free oxygen in the basalt processing zone. The methods of determining the transient temperature field in the wall of the solid heat-storing material of the regenerator and the operating time of the heat exchanger from the condition of ensuring the permissible surface temperature of the heat regenerator are given. It is established that for the range of the Fourier number  $Fo \leq 2.5$ , it is possible not to take into account the temperature distribution in the wall of the solid heat-storing material of the regenerator and to operate with its average temperature. Features of compact ceramic regenerative heat exchangers are given – heat exchanger efficiency, heat recovery coefficient, number of transfer units, power – as applied to the conditions of the heat engineering process. The heat exchanger efficiency is confirmed. The operating time of the heat exchanger and its effect on the surface temperature of the solid heat-storing material are determined. It is shown that in relation to the conditions of the basalt melting and glass melting processes, the material of the regenerative heat exchanger – mullite – is not an optimal solution. Only for one of the considered variants of the technological process, the surface temperature of the regenerative heat exchanger was lower than the permissible temperature of prolonged use of mullite. In other cases, the resulting temperature of the regenerator exceeded the permissible value of long-term use. It is advisable to use a material with a permissible temperature of application of 1525 °C and above as of the solid heat-storing material of the regenerator. Testing of the results of the research was carried out on pilot industrial samples of bath melting furnaces equipped with HiTAC (high-temperature air combustion system).

### References

1. Dzhigiris D.D. Osnovy proizvodstva bazal'tovykh volokon i izdeliy / D.D. Dzhigiris, M.F. Makhova. – M.: Teploenergetik, 2002. – 411 s.
2. Osnovy prakticheskoy teorii goreniya / pod red. V.V. Pomerantseva, Izd. 2-ye, pererab. i dop. Leningrad, Energoatomizdat, Leningradskoye otdeleniye, 1986. – 310 s.
3. Tkachenko O.O. Visokotemperaturni protsesi ta ustanovki: Pidruch. – K.: A.S.K., 2005. – 480 s.
4. Osnos S.P. Bazal'tovoye nepreryvnoye volokno – vchera, segodnya, zavtra. Razvitiye tekhnologiy i oborudovaniya, promyshlennykh proizvodstv i sbyta / S.P. Osnos, M.S. Osnos // Kompozitnyy mir. – 2015. - №4. – S. 24-30.
5. Bengt Sunden High Temperature Heat Exchangers (HTHE) / Bengt Sunden // Proceedings of Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology, Eds. R.K. Shah, M. Ishizuka, T.M. Rudy, and V.V. Wadekar, Engineering Conferences International, Hoboken, NJ, USA, September 2005. – 226-238 pp.
6. Wlodzimierz Blasiak Thermal performance analysis on a two composite material honeycomb heat regenerators used for HiTAC burners / Nabil Rafidi, Wlodzimierz Blasiak // Applied Thermal Engineering. – 2005. №25(2005). – C.2966-2982. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2005.03.004
7. Keys V.M. Kompaktnyye teploobmenniki / V.M. Keys, A.L. London, Izd. 2-ye, pererab. i dop. – M.: Energiya, 1967. – 224 s.: il.
8. Petukhov B.S. Teploobmen i soprotivleniye pri laminarnom techenii zhidkosti v trubakh / B.S. Petukhov. – M.: Energiya, 1967. – 412 s.: il.
9. Kazantsev Ye.I. Promyshlennyye pechi. Spravochnoye rukovodstvo dlya raschetov i proyektirovaniya.
10. Raschet nagrevatel'nykh i termicheskikh pechey. Spravochnik pod red. Tymchaka, Gusovskogo. – 1983.
11. Mastryukov Teplotekhnicheskkiye raschety promyshlennykh pechey. – 1972.
12. Grigor'yev Fizicheskkiye velichiny. Spravochnik. – 1991.
13. Zaytsev V.F., Polyinin A.D. Metod razdeleniya peremennykh v matematicheskoy fizike. – SPb., 2009. – 92 s. – ISBN 978-5-94777-211-1
14. Lykov A.V. Teoriya teploprovodnosti. M., Vysshaya shkola, 1967. – S.600.

УДК 621.311.001

**В.В. Каплун**, докт. техн. наук, проф. ORCID 0000-0001-7040-9344  
**Національний університет біоресурсів і природокористування України**  
**В.М. Штепа**, канд. техн. наук, доц. ORCID 0000-0002-2796-3144  
**Поліський державний університет, Республіка Білорусь**  
**С.С. Макаревич**, канд. техн. наук, доц. ORCID 0000-0002-9601-5156  
**Національний університет біоресурсів і природокористування України**

## **НЕЙРОМЕРЕЖЕВА МОДЕЛЬ ПРОГНОЗУВАННЯ ГЕНЕРАЦІЇ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ ВІДНОВЛЮВАЛЬНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ У СИСТЕМІ ЕНЕРГОМЕНЕДЖМЕНТУ ЛОКАЛЬНИХ ОБ'ЄКТІВ**

*Метою дослідження є обґрунтування та реалізація нейромережевої моделі для прогнозування генерації відновлюваними джерелами у системі енергоменеджменту локальних об'єктів.*

*Для створення інтелектуального прогностичного апарату використані нейромережеве моделювання, теорія обчислювального інтелекту та градієнтні оптимізаційні методи аналізу поведінки багатокомпонентних систем. У роботі обґрунтовані засади інтелектуального управління комбінованим електрозабезпеченням локальних об'єктів на основі нейромережевого прогнозування генерації електроенергії відновлювальними джерелами. Сформульовані принципи інтелектуального управління комбінованим електрозабезпеченням локальних об'єктів на основі умовного динамічного тарифу, що дало змогу користувачу узгоджувати графік електроспоживання у режимі реального часу за одним параметром. Також запропоновані алгоритм та структурно-логічна схема інтелектуального управління мікроенергетичними системами локальних об'єктів з традиційними і відновлюваними джерелами.*

**Ключові слова:** локальний об'єкт, мікроенергетична система, відновлювані джерела, нейромережеве моделювання, умовний динамічний тариф, інтелектуальне управління.

### **Вступ.**

Однією з нагальних потреб економіки України є вирішення проблеми зменшення споживання енергетичних ресурсів. Відновлювані джерела енергії останнім часом стали системоутворюючими елементами комбінованих систем електроживлення. Однак, існуюча практика оперує лише фактичним даними про енергоспоживання за минулі періоди, що надзвичайно утруднює процес оперативного аналізу і, відповідно, ускладнює процеси прийняття управлінських рішень щодо оптимального використання енергоносіїв. Основою методології побудови комбінованих систем електроживлення з декількома різномірними джерелами у широкому сенсі є комплекс теоретично обґрунтованих процедур, спрямованих на підвищення енергоефективності електроспоживання локальних об'єктів. Створення та організація функціонування мікроенергетичних систем (МЕС) з традиційними і відновлюваними джерелами означає упорядкування її структури та алгоритмів функціонування за чітко визначеними характеристиками для формування енергетичного балансу з найменшою вартістю електроенергії.

Такий підхід є предметом загальної стратегії енергоменеджменту окремих об'єктів, оскільки при цьому стратегія електроспоживання повинна бути реалізована шляхом узгодження попиту і пропозиції. Баланс між власною генерацією і споживанням у межах мікроенергетичних систем локальних об'єктів повинен забезпечуватись виконанням певних правил, базовим принципом реалізації яких є забезпечення максимальної частки в енергобалансі МЕС відновлюваних джерел. Динамічне управління енергоспоживанням включає традиційні принципи на всіх рівнях розподілу енергоносіїв, об'єднує їх в інтегровану структуру для одночасного оптимального управління попитом, в першу чергу для зниження пікових навантажень. Це досягається удосконаленням системи енергоменеджменту на основі використання інтелектуальних кінцевих пристроїв і алгоритмів управління розподіленими енергоресурса-

© В.В. Каплун, В.М. Штепа, С.С. Макаревич, 2019