

УДК 004.94+532.135

Нікольський В.Є.<sup>а</sup>, Александров О.Г.<sup>а</sup>, Яріз В.О.<sup>а</sup>, Матченко М.М.<sup>б</sup>, Лободенко А.В.<sup>а</sup>,  
Решетняк І.Л.<sup>а</sup>

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ ДИСКРЕТНО-ІМПУЛЬСНОМУ ВВЕДЕННІ ЕНЕРГІЇ

<sup>а</sup> ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет», м. Дніпро, Україна  
<sup>б</sup> АТ «ДНІПРОАЗОТ», м. Кам'янське, Україна

На основі математичного моделювання досліджено вплив конструктивних особливостей робочої камери роторно-імпульсного апарата на ефективність процесів теплообміну при дискретно-імпульсному введенні енергії. Розроблено математичну модель процесу теплообміну й визначено вплив основних компонентів процесу (швидкості, тиску й температури теплоносія) при імпульсному впливі на теплоносії. Здійснено серію експериментальних досліджень на роторно-імпульсних апаратах з одно- та багатоступінчастою системою дискретно-імпульсної обробки теплоносія, що підтверджує адекватність розроблених математичних моделей. На цій основі виготовлені, апробовані й впроваджені промислові конструкції роторно-імпульсних теплогенераторів з одно- та двома ступенями дискретно-імпульсного впливу на теплоносії для децентралізованого обігріву будинків промислового й побутового призначення. Метод багатоступінчастого дискретно-імпульсного впливу на теплоносії реалізований у конструктивному оформленні робочої камери дискового роторно-імпульсного апарата. Отримані математичні моделі покладені в основу конструкції робочої камери роторно-імпульсного теплогенератора для наступної інтеграції його в систему децентралізованого тепlopостачання. Показано, що запропонований метод, реалізований й експериментально підтверджений у конструктивному оформленні робочої камери роторно-імпульсного теплогенератора, дозволив підвищити його енергоефективність на 12%. Розроблений теплогенератор з багатоступінчастим імпульсним впливом на теплоносії інтегрований у систему обігріву тепличного комплексу. Коефіцієнт корисної дії роторно-імпульсного теплогенератора склав 0,86–0,9, що доводить його високу енергоефективність. Висока енергоефективність розробленого теплогенеруючого пристрою пояснюється: оптимізацією геометричних параметрів його робочої камери на основі результатів математичного моделювання; оптимізацією параметрів процесу гідродинаміки й теплообміну (швидкості, тиску й температури) усередині робочої камери теплогенератора; застосуванням багатоступінчастої системи імпульсного впливу на теплоносії.

**Ключові слова:** математична модель, диференціальні рівняння, процес теплообміну, дискретно-імпульсне уведення енергії, теплообмінні процеси, роторно-імпульсний теплогенератор, конструкція робочої камери, енергоефективність.

DOI: 10.32434/2521-6406-2019-6-2-43-50

### *Постановка проблеми*

Імпульсну обробку технологічних рідин застосовують, в основному, як засіб інтенсифікації гідродинамічних і масообмінних процесів. Сучасні апарати з імпульсним впливом на рідину використовують як генератори теплової

енергії [1]. Робочий простір даного типу агрегатів являє собою дисковий канал, у якому один диск обертається, а другий залишається нерухомим. Іntenсифікація процесів теплообміну у дискових імпульсних апаратах, як наслідок оптимізації їх робочого простору, має важливе зна-

чення для вдосконалювання діючих і створення нових енергоефективних теплових машин з високим енергетичним коефіцієнтом корисної дії (ККД) [2–3].

#### Аналіз останніх досягнень і публікацій

Сучасні дослідження в області вдосконалення імпульсних апаратів спрямовані на оптимізацію технологічних параметрів за рахунок зміни геометричних розмірів робочої камери [4]. Підвищений інтерес у дослідників викликає вивчення теплообміну у роторно-імпульсному апараті при дискретно-імпульсному впливі на теплоносії.

У роботах [5–7] авторами розроблена математична модель, що дозволяє аналізувати теплообмінні процеси (на основі гідродинамічного підходу) у дискових зазорах роторно-імпульсних апаратів. Модель містить два нелінійних диференціальних рівняння відносно деяких функцій  $f$  й  $V$ , через які виражаються, відповідно, радіальна  $V_r$  й тангенціальна  $V_j$  компоненти швидкості, що визначають процес теплообміну. Крім того, розв'язок даної системи диференціальних рівнянь запропоновано для безнапірного плинну, тобто без урахування градієнта тиску уздовж радіальної координати, що може спотворити остаточні результати.

#### Мета й завдання дослідження

Метою дослідження є: на основі математичного моделювання процесу теплообміну при дискретно-імпульсному введенні енергії у роторно-імпульсному апараті дослідити вплив геометричних параметрів робочої камери на ефективність процесів теплообміну контактуючих фаз у системі рідина-тверде тіло.

Для досягнення мети були поставлені наступні завдання:

- виконати математичне моделювання впливу основних параметрів каналів дискових імпульсних апаратів на ефективність процесів теплообміну при дискретно-імпульсному введенні енергії;

- визначити оптимальні геометричні характеристики роторно-імпульсного теплогенератора з позиції його енергоефективності;

- розробити конструкцію експериментального роторно-імпульсного апарата з енергоефективною робочою камерою.

#### Математична модель процесу теплообміну та її комп'ютерна реалізація

На рис. 1 надана розрахункова схема роторно-імпульсного апарата для побудови математичної моделі теплообміну. При цьому прийняті наступні допущення й граничні умови:

- процес у дисковому імпульсному апараті вісесиметричний, зміною фізичних величин уздовж кутової координати зневажаємо ( $\partial/\partial j=0$ );

- процес стаціонарний (зміни фізичних величин у часі не істотні  $\partial/\partial t=0$ );

- масовими силами зневажаємо ( $r \cdot g_i=0$ );

- складовою швидкості  $V_z$  зневажаємо, оскільки  $h \ll R_n$ ;

- градієнтом температури за рахунок конвективного перенесення теплоти уздовж осі  $z$  зневажаємо, урахуємо перенесення теплоти уздовж осі  $r$  тільки теплопровідністю.

Граничні температурні умови по осі  $z$  –

$$\frac{\partial T}{\partial z}(0, r) = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z}(h, r) = 0.$$

Початкові умови по осі  $r$  –  $T(z, R_1) = T_n$ ,

$$\frac{\partial T}{\partial r}(z, R_1) = 0.$$

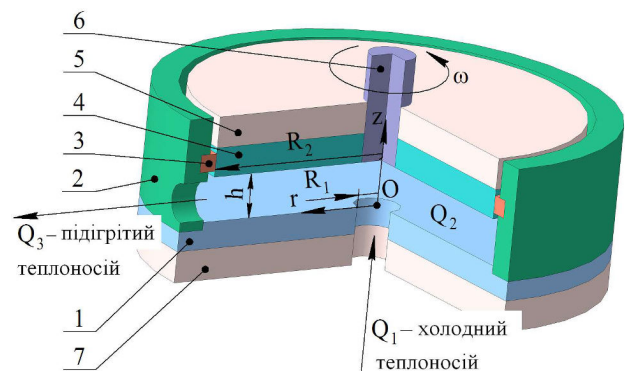


Рис. 1. Розрахункова схема роторно-імпульсного апарата для побудови математичної моделі: 1 – нерухомий диск; 2 – корпус; 3 – ущільнювальний елемент; 4 – обертовий диск; 5, 7 – теплоізоляційні пластини; 6 – вал

При аналізі температурного поля в робочій камері роторно-імпульсного апарата враховуємо перенесення теплоти за рахунок конвективного теплообміну уздовж радіальної осі  $r$ , перенесення теплоти за рахунок теплопровідності – уздовж осей  $z$  й  $r$ , зміною температури уздовж кутової осі зневажаємо. Рівняння балансу теплової енергії виразимо співвідношенням:

$$\rho \cdot C_p \cdot V_r(z, r) \cdot \frac{\partial T}{\partial r} = \lambda \cdot \left( \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + F_d(z, r), \quad (1)$$

де  $T$  – температура;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності;  $F_d(z,r)$  – функція дисипації;  $V_r(z,r)$  – радіальна складова швидкості в проєкціях на відповідні осі;  $\rho$  – щільність рідини;  $C_p$  – теплоємність рідини при постійному тиску.

За функцією дисипації можна визначити теплову потужність, що витрачається в робочій камері роторно-імпульсного апарата.

Для ньютонівської рідини функція дисипації:

$$F_d(r,z) = 2 \cdot \eta \cdot \left[ (V_{r,r})^2 + 1/2 \cdot (V_r/r)^2 + (V_{\phi,r} - V_{\phi}/r)^2 + (V_{\phi,z})^2 + (V_{r,z})^2 \right], \quad (2)$$

де  $V_u(z,r)$  – тангенціальна складова швидкості в проєкціях на відповідні осі;  $\eta$  – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини.

Функція, що визначає тангенціальну складову швидкості відповідно до робіт [8–9]:

$$\zeta(z) = \frac{\omega}{h} \cdot z, \quad (3)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертання диска;  $h$  – висота дискового зазора;  $z$  – осьова координата.

Функцію, що визначає радіальну складову швидкості:

$$f(z) = V_r \cdot r. \quad (4)$$

З урахуванням граничних умов вираження для функції  $f(z)$  приймає вигляд:

$$f(z) = \frac{\rho}{\eta} \cdot \frac{\omega^2}{12} \cdot r^2 \cdot h \cdot z \cdot \left( 1 - \frac{z^3}{h^3} \right) - \frac{r}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial P}{\partial r} \cdot h \cdot z \cdot \left( 1 - \frac{z}{h} \right). \quad (5)$$

У виразі (5) невідомий градієнт тиску уздовж радіальної координати  $\partial P / \partial r$  для знаходження якого використовуємо рівняння нерозривності:

$$Q_1 + Q_2 = Q_3, \quad (6)$$

де  $Q_1$  – витрата рідини, що надходить через вхідний патрубок;  $Q_3$  – витрата рідини на виході з робочої камери;  $Q_2$  – витрата рідини в дисковому зазорі:

$$Q_2 = 2 \cdot \pi \cdot \int_0^h f(z) dz. \quad (7)$$

Використовуючи співвідношення (6) з урахуванням рівнянь (7) і (5) одержимо:

$$\frac{\partial P}{\partial r} = \frac{3}{10} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r + \frac{6 \cdot \eta}{\pi} \cdot \frac{(Q_1 - Q_3)}{r \cdot h^3}. \quad (8)$$

Підставивши (8) у (5), з урахуванням залежності (4), одержимо наступне вираження:

$$V_r(z,r) = \frac{\rho}{\eta} \omega^2 r h z \times \left[ \frac{1}{12} \cdot \left( 1 - \frac{z^3}{h^3} \right) - \frac{3}{20} \cdot \left( 1 - \frac{z}{h} \right) \right] - \frac{3 \cdot z}{\pi \cdot r \cdot h^2} \cdot (Q_1 - Q_3) \cdot \left( 1 - \frac{z}{h} \right). \quad (9)$$

Діаграма розподілу радіальної швидкості в дисковому зазорі при різних значеннях висоти дискового зазора надані на рис. 2. При цьому прийняті наступні значення:  $\eta = 5,471 \cdot 10^{-4}$  Па/с;  $\omega = 6,0$  с $^{-1}$ ;  $\rho = 988,1$  кг/м $^3$ ;  $Q_1 = 8 \cdot 10^{-5}$  м $^3$ /с;  $Q_3 = 6 \cdot 10^{-5}$  м $^3$ /с.

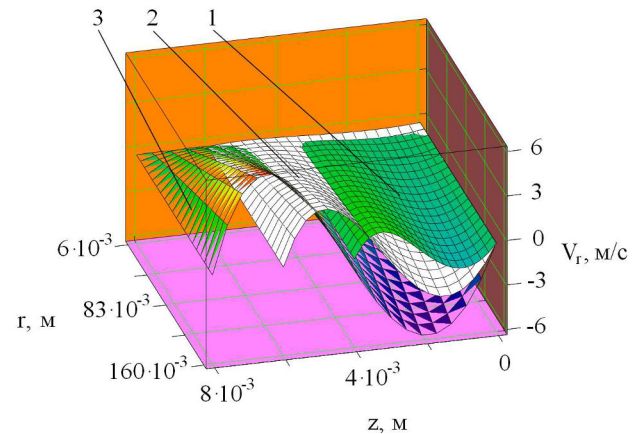


Рис. 2. Об'ємна діаграма радіальної складової швидкості при різних значеннях висоти дискового зазора: 1 –  $h = 4 \cdot 10^{-3}$  м; 2 –  $h = 6 \cdot 10^{-3}$  м; 3 –  $h = 8 \cdot 10^{-3}$  м

З наведених залежностей впливає, що максимальне значення радіальної складової швидкості відповідає висоті дискового зазора

$h=(5-7)\cdot 10^{-3}$  м.

З балансу теплової енергії (1) випливає співвідношення:

$$\rho \cdot C_p \cdot |V_{rc}| \cdot \frac{\partial T}{\partial r} = \lambda \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + F_d(z, r), \quad (10)$$

де  $V_{rc}$  – середнє значення радіальної швидкості в дисковому зазорі.

Функція дисипації з урахуванням прийнятих граничних умов може бути виражена рівнянням:

$$F_d(r, z) = 2\eta \left[ K_1 r \frac{9zh^2 - 2h^3 - 10z^3}{30h^3} - \frac{3}{\pi \cdot h^2} (Q_1 - Q_3) \left( 1 - 2 \frac{z}{h} \right) \right]^2. \quad (11)$$

Діаграма розподілу функції дисипації в дисковому зазорі наведена на рис. 3.

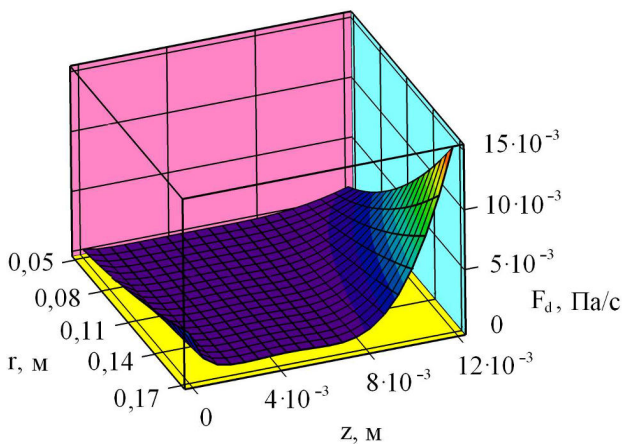


Рис. 3. Об'ємна діаграма функції дисипації  $F_d$

Аналіз наведених залежностей указує, що максимальне значення функції дисипації відповідає  $h=12\cdot 10^{-3}$  м.

Для одержання аналітичного рішення рівняння (1), скористаємося методом заміни змінних (методом Фур'є) і запишемо наступне співвідношення:

$$T(z, r) = \Theta(z, r) + \Phi(z, r), \quad (12)$$

де  $\Phi$  – зображення температури,  $\Theta$  – зображення теплового потоку.

Функцію теплового потоку  $\Theta$  виразимо че-

рез рівняння:

$$\frac{\partial^2 \Theta}{\partial z^2} - \frac{|V_{rc}|}{a} \cdot \frac{\partial \Theta}{\partial r} = 0. \quad (13)$$

Функцію  $\Phi$  визначимо зі співвідношення:

$$\frac{|V_{rc}|}{a} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial r} = \frac{F_d}{\lambda}. \quad (14)$$

Для рішення рівняння (13) прийемо наступні граничні й початкову умову:

$$\frac{\partial \Theta}{\partial z}(0, r) = 0; \quad \frac{\partial \Theta}{\partial z}(h, r) = 0; \quad \Theta(z, R_1) = T_n. \quad (15)$$

Вирішуючи рівняння (13) і (14) з урахуванням граничних умов одержимо наступні математичні залежності:

$$\Theta(z, r) = \frac{4T_n}{\pi} \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} \exp[-\beta(r - R_1)] \times \frac{1}{n} \sin\left(\frac{n \cdot \pi}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{n \cdot \pi}{h} z\right), \quad (16)$$

$$\text{де } \beta = \frac{n^2 \cdot \pi^2}{h^2} \cdot \frac{a}{|V_{rc}|}; \quad \frac{\partial^2 \Theta}{\partial z^2} - \frac{|V_{rc}|}{a} \cdot \frac{\partial \Theta}{\partial r} = 0.$$

Початкові умови для визначення функції  $\Phi$  виразимо:

$$\Phi(z, R_1) = T(z, R_1) - \Theta(z, R_1). \quad (17)$$

Тоді розв'язок рівняння (14) приймає вигляд:

$$\Phi(z, r) = \frac{2 \cdot \eta}{\rho \cdot C_p \cdot |V_{rc}|} \left[ f_1^2(z) \cdot r^3 / 3 - 2 \cdot f_1(z) \cdot f_2(z) \cdot r + f_2^2(z) / r \right] + C_4, \quad (18)$$

$$\text{де } f_1(z) = K_1 \cdot \frac{9 \cdot z \cdot h^2 - 2 \cdot h^3 - 10 \cdot z^3}{30 \cdot h^3};$$

$$f_2(z) = \frac{3}{\pi \cdot h^2} \cdot (Q_1 - Q_3) \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{z}{h} \right).$$

З урахуванням отриманих рівнянь, розподіл

температурного поля в дисковому зазорі надане на рис. 4.

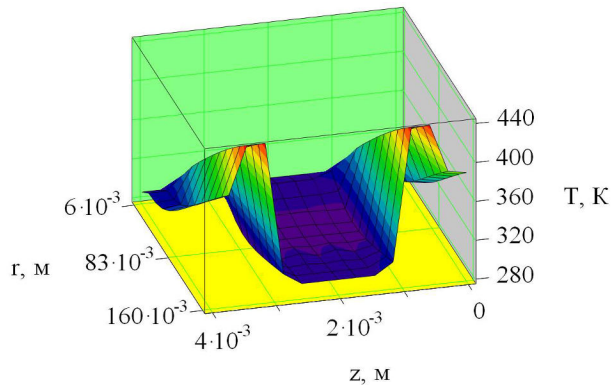


Рис. 4. Об'ємна діаграма розподілу температури в дисковому зазорі при параметрах, що відповідають рис. 2 ( $h=4 \cdot 10^{-3}$  м)

Плоскі графіки розподілу температури, отримані при тих же параметрах, що й на рис. 2 на виході з дискового зазора показані на рис. 5. При цьому середні значення температури на виході із зазора: для кривої 1 – 324 К; для кривої 2 – 308 К; для кривої 3 – 304 К.

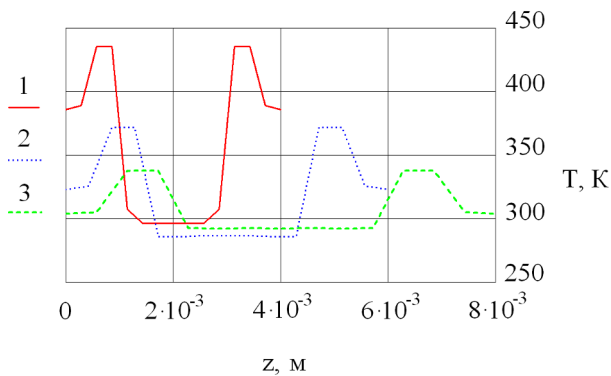


Рис. 5. Плоскі графіки розподілу температури на виході з дискового зазора: 1 –  $h=4 \cdot 10^{-3}$  м; 2 –  $h=6 \cdot 10^{-3}$  м; 3 –  $h=8 \cdot 10^{-3}$  м

З наведеного розподілу температур випливає, що середня температура на виході з дискового зазора при  $h=4 \cdot 10^{-3}$  м відповідає 324 К. Зі збільшенням розміру дискового зазора середня температура знижується до 304 К, що відповідає  $h=8 \cdot 10^{-3}$  м. Це пов'язане з тим, що при розрахунку розподілу температурного поля на виході з дискового зазора в увагу приймалися тільки сили тертя. Кавітаційна складова процесу теплообміну (енергія, що виділяється при зхлопуванні кавіт) не враховувалася. У реальному про-

цесі, як показують експерименти, середня температура на виході з кавітаційної камери теплогенератора доходить до 350 К при  $h=8 \cdot 10^{-3}$  м.

#### Опис конструктивних особливостей експериментального роторно-імпульсного теплогенератора

Для перевірки адекватності отриманих математичних моделей, що визначають вплив геометричних параметрів каналів роторно-імпульсних апаратів на ефективність процесів теплообміну, здійснені експериментальні дослідження плинущої рідини в роторно-імпульсному апараті. Із цією метою був спроектований і виготовлений роторно-імпульсний теплогенератор. Теплогенератор являє собою робочу камеру з геометрією дискових каналів і діаметром робочого диска (ступінь ротора) що змінюється. На його основі змонтований експериментальний стенд з системою вимірювань для тестування роботи (рис. 6).

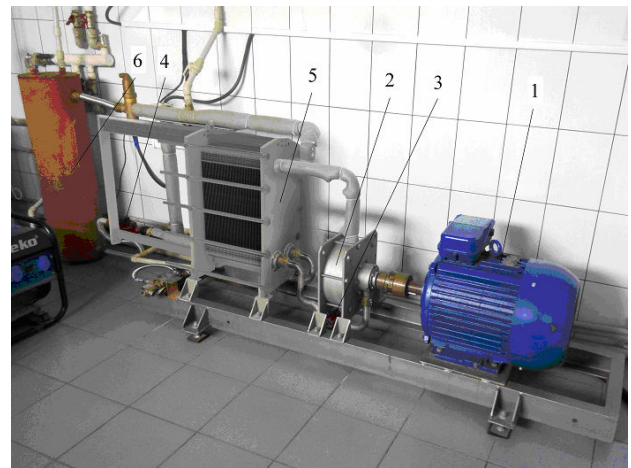


Рис. 6. Експериментальний стенд для тестування ефективності роботи роторно-імпульсного теплогенератора: 1 – електродвигун; 2 – камера роторно-імпульсного теплогенератора; 3, 5 – насос; 4 – пластинчастий теплообмінник; 6 – ємність, що акумулює

Зміною кількості розташованих на валу ротора дисків (робочих коліс) здійснювали процес одноступінчастої й багаступінчастої кавітації. На основі системного аналізу результатів досліджень визначали найбільш ефективну геометрію дискового імпульсного теплогенератора для наступної інтеграції його в систему децентралізованого теплопостачання.

#### Тестування роторно-імпульсного теплогенератора

Методологія тестування роторно-імпульс-

ного теплогенератора на його енергоефективність відповідає прийнятими методиками [1]. В ході тестування вимірювали: температуру, витрату теплоносія, тиск теплоносія на вході й виході з теплогенератора, витрачену потужність, число обертів. Змінювали геометрію робочої камери теплогенератора, при цьому варіювали радіус робочого колеса  $r=(110-170)\cdot 10^{-3}$  м; розмір дискового каналу  $h=(4-12)\cdot 10^{-3}$  м; витрати теплоносія, що нагріває  $G=0,27-1,1$  кг/с; настановну потужність  $N=7,5-15$  кВт·ч; число обертів ротора  $n=2500-3000$   $\text{min}^{-1}$ . Показники  $r$  й  $h$  відповідали граничним умовам, закладеним у математичні моделі. Обробку експериментальних даних 25 дослідів проводили у відповідності з методикою [10].

На рис. 7 наведені термограми нагрівання теплоносія у одноступінчастому й двоступінчастому роторно-імпульсному теплогенераторі.

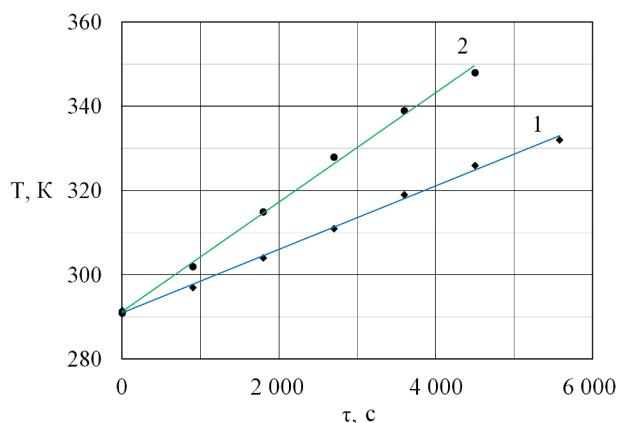


Рис. 7. Термограма нагрівання теплоносія в одноступінчастому – 1 і двоступінчастому – 2 роторно-імпульсному теплогенераторі

За результатами оброблених досліджень коефіцієнт корисної дії одноступінчастого дискового теплогенератора (залежність 1) склав  $h=0,76$ .

З метою підвищення ККД теплогенератора застосували багатоступінчастий імпульсний вплив на теплоносій, розмістивши на роторі другий диск. Величину зазора між дисками змінювали в діапазоні  $(4-12)\cdot 10^{-3}$  м.

Коефіцієнт корисної дії за результатами оброблених даних досліджень (залежність 2) склав  $h=0,84$ .

Таким чином, метод багатоступінчастого імпульсного впливу, з урахуванням результатів математичного моделювання, експерименталь-

но підтверджено та реалізованого в конструктивному оформленні робочої камери дискового імпульсного теплогенератора, дозволив підвищити його енергоефективність на 12%.

На основі експериментальних досліджень, розроблена теплогенеруюча установка із двоступінчастим імпульсним впливом на теплоносій, що інтегрована в систему теплопостачання тепличного комплексу площею більше 3000  $\text{m}^2$ .

#### Обговорення результатів досліджень і висновки

Висока енергоефективність розробленого теплогенератора пояснюється наступними особливостями його конструкції:

- оптимізацією геометричних параметрів робочої камери на основі результатів математичного моделювання;
- оптимізацією параметрів процесу гідродинаміки й теплообміну (швидкості, тиску, температури) усередині робочої камери теплогенератора;
- застосуванням багатоступінчастої системи імпульсного впливу на теплоносій;
- застосуванням засобів автоматичного контролю та керування системою обігріву з інтегрованим теплогенератором при дискретно-імпульсному введенні енергії.

Отримані експериментальні показники енергоефективності теплової роботи роторно-імпульсного теплогенератора зіставили з результатами теплової роботи імпульсних теплогенераторів з літературних джерел [11].

ККД розробленого роторно-імпульсного теплогенератора на 17% вище (0,84 проти 0,706) ККД наведених у літературі конструкцій імпульсних теплогенераторів з багатоступінчастим імпульсним впливом.

При використанні нічного тарифу ККД розробленого теплогенератора досягає значень 95–98%.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Проттов М.А. Пульсационные аппараты роторного типа: теория и практика. – М.: Машиностроение-1, 2001. – 260 с.
2. *Mathematical and Geomechanical Model in Physical and Chemical Processes of Underground Coal Gasification* / G. Pivnyak, R. Dychkovskiy, O. Boblyiov, С.Е. Cabana, A. Smoliccki // *Solid State Phenomena*. – 2018. – № 277. – P.1-16. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.277.1>
3. *Nikolsky V., Yaris V., Reshetniak I.* Improvement of energy efficiency in the operation of a thermal reactor with

submerged combustion apparatus through the cyclic input of energy // Eastern-European journal of enterprise technologies. – 2017. – Vol. 2/8. – № 86. – P.39-44. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.97914>

4. Park J.T., Cutbirth J.M., Brewer W.H. Hydrodynamic performance of the large cavitation channel (LCC) // ASME/JSME 2003 4th Joint Fluids Summer Engineering Conference. – American Society of Mechanical Engineers, 2003. – P.87-100. <https://doi.org/10.21236/ADA416700>

5. Jie LIN. Modelling hydrodynamic processes in tidal stream energy extraction // Journal of Hydrodynamics, Ser. B. – 2016. – T.28. – № 6. – P.1058-1064. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(16\)60711-4](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(16)60711-4)

6. Dealy J.M., Wissbrun K.F. Melt rheology and its role in plastics processing: theory and applications // Springer Science & Business Media. – 2012. – 244 p.

7. Analytical and experimental studies into the processes of hydrodynamics and heat exchange in the channels of disk pulse devices / V. Nikolsky, I. Kuzyayev, O. Aliksandrov, V. Ved, A. Pugach, V. Yaris, S. Ptitsyn, V. Lopatin // Eastern-European journal of enterprise technologies. – 2019. – Vol.4/8. – № 100. – P.15-23. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.174629>

8. Кузьяев И.М. Моделирование процессов гидродинамики и теплообмена в агрегатах с рабочими пространствами между двумя дисками при переработке жидких сред // Промышленная теплотехника. – 2003. – Vol.25. – № 5. – С.17-24.

9. Кузьяев И.М., Свидерский В.А., Петухов А.Д. Моделирование экструзии и экструдеров при переработке полимеров: монография, в 2 ч. Часть 1. – Киев: НТУУ «КПИ» Изд-во «Политехника», 2016. – 412 с.

10. Анциферов С.С., Русанов К.Е., Афанасьев М.С. Обработка результатов измерений. – М.:Икар, 2014. – 228 с.

11. Промтов М.А., Акулин В.В. Механизмы генерирования тепла в роторно-импульсном аппарате // Вестник ТГТУ. – 2006. – Т.11. – № 1. – С.103-106.

Надійшла до редакції 02.11.2019

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ДИСКРЕТНО-ИМПУЛЬСНОМ ВВОДЕ ЭНЕРГИИ

Никольский В.Е., Александров А.Г., Яриз В.А., Матченко М.Н., Лободенко А.В., Решетняк И.Л.

На основе математического моделирования исследовано влияние конструктивных особенностей рабочей камеры роторно-импульсного аппарата на эффективность процессов теплообмена при дискретно-импульсном вводе энергии. Разработана математическая модель процесса теплообмена и определено влияние основных компонентов процесса (скорости, давления и температуры теплоносителя) при импульсном воздействии на теплоноситель. Проведена серия экспериментальных исследований на роторно-импульсных аппаратах с одной и многоступенчатой системой дискретно-импульсной обработки теплоносителя, подтверждающих адекватность разработанных математических моделей. На этой основе изготовлены, апробированы и внедрены промышленные конструкции роторно-импульсных теплогенераторов с одной и двумя ступенями дискретно-импульсного воздействия на теплоноситель для децентрализованного обогрева зданий промышленного и бытового назначения. Метод многоступенчатого дискретно-импульсного воздействия на теплоноситель реализован в конструктивном оформлении рабочей камеры дискового роторно-импульсного теплогенератора для последующей интеграции его в систему децентрализованного теплоснабжения. Показано, что предложенный метод, реализованный и экспериментально подтвержденный в конструктивном оформлении рабочей камеры роторно-импульсного теплогенератора, позволил повысить его энергоэффективность на 12%. Разработанный теплогенератор с многоступенчатым импульсным воздействием на теплоноситель интегрирован в систему обогрева тепличного комплекса. Коэффициент полезного действия роторно-импульсного теплогенератора составил 0,86–0,9, что доказывает его высокую энергоэффективность. Высокая энергоэффективность разработанного теплогенерирующего устройства объясняется: оптимизацией геометрических параметров его рабочей камеры на основе результатов математического моделирования; оптимизацией параметров процесса гидродинамики и теплообмена (скорости, давления и температуры) внутри рабочей камеры теплогенератора; применением многоступенчатой системы импульсного воздействия на теплоноситель.

**Ключевые слова:** математическая модель, дифференциальные уравнения, процесс теплообмена, дискретно-импульсный ввод энергии, теплообменные процессы, роторно-импульсный теплогенератор, конструкция рабочей камеры, энергоэффективность.

## MATHEMATICAL MODELING OF HEAT TRANSFER PROCESSES AT DISCRETE-IMPULSE ENERGY INPUT

Nikolsky V. <sup>a</sup>, Aliksandrov O. <sup>a</sup>, Yariz V. <sup>a</sup>, Matchenko M. <sup>b</sup>, Lobodenko A. <sup>a</sup>, Reshetnyak I. <sup>a</sup>

<sup>a</sup> Ukrainian State University of Chemical Technology, Dnipro, Ukraine

<sup>b</sup> Joint-Stock Company «DNIPROAZOT», Kamianske, Ukraine

The influence of features design of rotor-impulse apparatus chamber camera upon the efficiency of heat transfer processes at discrete-impulse energy input was studied by the use of mathematical modeling. Mathematical model of heat transfer process was developed, and the effect of the main process components, such as speed, pressure and temperature, on the heating agents was determined at impulse influence. A series of experimental studies using rotor-impulse apparatuses with one and multi-stage discrete-impulse processing system was done, which confirmed the adequacy of the developed mathematical models. On this basis, industrial designs of rotor-impulse heat generators with one and two-stage discrete-impulse processing system were manufactured and tested for self-contained heating of industrial and domestic buildings. The method of multistage discrete-impulse action by the heating agents was realized in the design of rotor-impulse apparatus chamber camera. The results obtained with the help of mathematical model were the basis of the apparatus chamber camera design of heat generator created for its integration into a decentralized heat supply system. It was shown that the proposed method made it possible to increase its energy efficiency by 12%. The developed heat generator with multistage impulse action on the heating agent was integrated into the heating system of the greenhouse complex. The efficiency coefficient of the rotor-impulse heat generator was 0,86–0,9, which proves its high energy efficiency. The high energy efficiency of the developed heat-generating device is explained by: optimization of the geometric parameters of its working chamber, based on the results of mathematical modeling; optimization of the hydrodynamics and heat transfer processes parameters (speed, pressure and temperature) inside the working chamber; using of the multistage impulse action on the heating agents.

**Keywords:** mathematical model, differential equations, heat transfer process, discrete-impulse energy input, rotor-impulse heat generators, features design of chamber camera, energy efficiency.

## REFERENCES

- Promptov M.A. *Pul'sacionnyye apparaty rotornogo tipa: teoriya i praktika* [Rotary-type pulsation apparatus: theory and practice]. Moskva, Mashinostroenie-1 Publ., 2001, 260 p. (in Russian).
- Pivnyak G., Dychkovskiy R., Bobyliv O., Cabana C.E., Smoliccki A. Mathematical and Geomechanical Model in Physical and Chemical Processes of Underground Coal Gasification. *Solid State Phenomena*, 2018, no. 277, pp.1-16. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.277.1>
- Nikolsky V., Yaris V., Reshetniak I. Improvement of energy efficiency in the operation of a thermal reactor with sub-merged combustion apparatus through the cyclic input of energy, *Eastern-European journal of enterprise technologies*, 2017, vol.2/8, no. 86, pp.39-44. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.97914>
- Park J.T., Cutbirth J.M., Brewer W.H. Hydrodynamic performance of the large cavitation channel (LCC). ASME/JSME 2003 4th Joint Fluids Summer Engineering Conference, American Society of Mechanical Engineers, 2003, pp.87-100. <https://doi.org/10.21236/ADA416700>
- Jie LIN. Modelling hydrodynamic processes in tidal stream energy extraction. *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*, 2016, vol.28, no. 6, pp.1058-1064. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(16\)60711-4](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(16)60711-4)
- Dealy J.M., Wissbrun K.F. *Melt rheology and its role in plastics processing: theory and applications*. Springer Science & Business Media, 2012, 244 p.
- Nikolsky V., Kuzyayev I., Aliksandrov O., Ved V., Pugach A., Yaris V., Ptitsyn S., Lopatin V. Analytical and experimental studies into the processes of hydrodynamics and heat exchange in the channels of disk pulse devices. *Eastern-European journal of enterprise technologies*, 2019, vol.4/8, no. 100, pp.15-23. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.174629>
- Kuzjaev I.M. *Modelirovanie processov gidrodinamiki i teploobmena v agregatah s rabochimi prostranstvami mezhdv dvumya diskami pri pererabotke zhidkih sred* [Modeling of the processes of hydrodynamics and heat transfer in units with working spaces between two disks during liquid processing]. *Promyshlennaja teplotehnika Publ.*, 2003, vol.25, no. 5, pp.17-24. (in Russian).
- Kuzjaev I.M., Sviderskij V.A., Petuhov A.D. *Modelirovanie jekstruzii i jekstruderov pri pererabotke polimerov: monografiya, v 2 ch. Chast'1* [Modeling of extrusion and extruder in polymer processing: monograph, in 2 parts. Part 1]. Kiev, NTUU KPI, Politehnika Publ., 2016, 412 p. (in Russian).
- Anciferov S.S., Rusanov K.E., Afanas'ev M.S. *Obrabotka rezul'tatov izmerenij* [Processing measurement results]. Moskva, Ikar Publ., 2014, 228 p. (in Russian).
- Promptov M.A., Akulin V.V. *Mehanizmy generirovanija tepla v rotorno-impul'snom apparate* [Mechanisms of heat generation in a rotary-pulse apparatus]. *Vestnik TGTU Publ.*, 2006, vol.11, no. 1, pp.103-106. (in Russian).