

УДК 662.92

А.В. Йовченко,  
С.А. Беспалько, канд. техн. наук,  
С.П. Поляков, д-р техн. наук,  
Т.І. Веретільник, канд. техн. наук  
Черкаський державний технологічний університет

## ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ТА ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ МІЖ КОАКСІАЛЬНИМИ ЦИЛІНДРАМИ РОТОРНИХ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРІВ

Представлено описання експериментального обладнання для дослідження теплових і гідродинамічних ефектів в зазорі между коаксіальними циліндрами. Целью создания експериментальной установки является исследование четырех режимов движения жидкости в межцилиндровом зазоре: ламинарного, ламинарного с вихрями Тейлора, турбулентного и турбулентного с вихрями Тейлора.

The description of experimental equipment to study the thermal and hydrodynamic effects in the gap between coaxial cylinders is given. The purpose of making the experimental settings is the research of four modes of the liquid between cylinders: laminar, laminar with Taylor vortices, turbulent and turbulent vortices of Taylor.

### Вступ

Першочерговим завданням розвитку економіки України є зменшення енергоспоживання в промисловості за рахунок використання новітніх енергозберігаючих технологій. Велику увагу приділяють модернізації обладнання, що використовується в технологічних процесах нагріву робочої рідини. У зв'язку з цим вчені зосередили свою увагу на впровадженні в технологічні процеси нафтохімічної та харчової промисловості гідродинамічного методу нагрівання рідини. Однак на даний час не досить чітко розглянуто питання впливу режимів потоку рідини і величини міжциліндрового зазору на розподіл температури, швидкості, тиску в активній зоні (міжциліндровому зазорі) роторних теплогенераторів.

### Аналіз попередніх досліджень

Автори, які займалися дослідженням теплообміну в подібних установках, розглядали дисипацію механічної енергії потоку в зазорі, як основне джерело теплової енергії [1–3]. Міжциліндровий зазор роторних теплогенераторів є основним конструктивним елементом установки. Тому слід приділити увагу розгляду складних процесів, які відбуваються в ньому для отримання оптимальних параметрів роторних теплогенераторів.

Метою даної роботи є експериментальне дослідження впливу величини міжциліндрового зазору, конструктивних параметрів установки та режимів роботи установки на розподіл температури, швидкості і тиску в роторно-му теплогенераторі.

### Виклад основного матеріалу дослідження

Дана установка призначена для дослідження гідродинаміки і теплових процесів у міжциліндровому зазорі, у зазорі між коаксіальними циліндрами роторних установок. У даному випадку розглядаємо обертання внутрішнього циліндра, а зовнішній циліндр знаходиться в стані

рівноваги. Рух рідини при цьому нестійкий. Режими руху рідини в міжциліндровому зазорі характеризуються двома числами: числом Рейнольдса для осьового потоку

$$\frac{2 \cdot V_a \cdot s}{\nu} \text{ і числом Тейлора } \frac{1}{r_1^2 \cdot s^2} \cdot \omega \text{ або } \frac{1}{r_m^2} \cdot s^2 \cdot \omega, \text{ де}$$

$r_m = \frac{1}{2}(r_1 + r_2)$  — середній радіус (використовується у випадку великої величини зазору),  $r_1$  — радіус внутрішнього циліндра;  $s$  — зазор між коаксіальними циліндрами,  $\omega$  — кутова швидкість внутрішнього циліндра;  $\nu$  — кінематична в'язкість.

При великих числах Рейнольдса рух речовини між ротором і статором становиться нестабільним, утворюються вихори Тейлора [4]. У залежності від чисел Рейнольдса і Тейлора при обертанні ротора утворюється один з чотирьох режимів потоку: ламінарний, ламінарний з вихорами Тейлора, турбулентний та турбулентний з вихорами Тейлора (рис. 1).

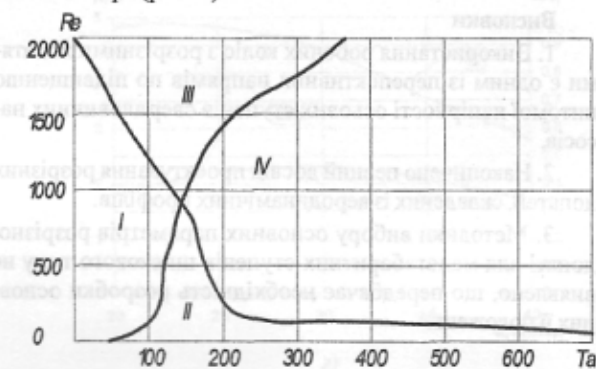


Рис. 1. Режими руху рідини в зазорі між коаксіальними циліндрами в залежності від чисел  $Re$  і  $Ta$  [1]. Зони потоку: I — ламінарний, II — ламінарний з вихорами Тейлора, III — турбулентний, IV — турбулентний з вихорами Тейлора.

Основною метою створення експериментальної установки є дослідження теплових і гідродинамічних процесів при чотирьох режимах потоку речовини.

Конструктивну схему експериментальної установки для дослідження нагрівання рідин у міжциліндровому зазорі зображено на рис. 2. Потік і об'єм оброблюваної рідини обмежені і направляються конструктивними елементами установки. До складу установки входить статор 5, у якому під час роботи обертається внутрішній циліндр — ротор 6. При цьому внутрішня поверхня статора та зовнішня поверхня ротора утворюють міжциліндровий зазор величиною  $s$ . При подачі рідини через штуцер 1 у камеру високого тиску 3, рідина через отвори диска 4 потрапляє у робочу камеру 7. Перехідники 2 призначені для під'єднання манометрів і вимірюють тиск у камерах 3 і 9.

При достатньо малих зазорах  $r_2 - r_1 = s$ , при  $\frac{s}{r_1} \leq 0.5 \cdot 10^{-3}$  отримуються гідродинамічні умови, близькі до випадку потоку рідини між двома площинами [6].

Величину ефективної швидкості визначаємо за формулою:

$$V_E = \sqrt{\left(\frac{1}{2} \eta \omega\right)^2 + V_a^2},$$

де  $V_a$  — середня осьова швидкість у міжциліндровому зазорі.

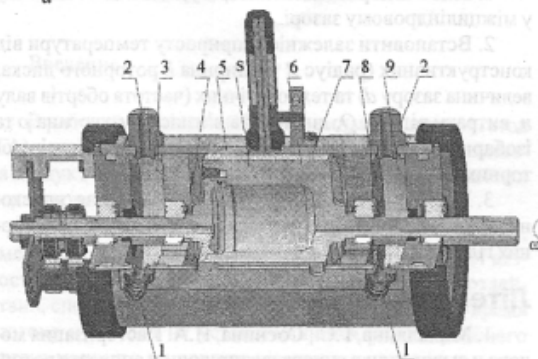


Рис. 2 — Конструкція моделі експериментальної установки в ізометрії: 1 — штуцери для подачі та відведення рідини з камер; 2 — перехідники для під'єднання манометрів; 3 — камера високого тиску; 4 — отвори для переходу речовини з камери високого тиску в робочу камеру; 5 — зовнішній циліндр (статор); 6 — внутрішній циліндр (ротор); 7 — робоча камера; 8 — отвори для переходу речовини з робочої камери у камеру низького тиску; 9 — камера низького тиску.

Складністю проведення досліджень є:

- невеликий міжциліндровий зазор в установці (5 мм);
- велика швидкість потоку.

Для вирішення цієї проблеми використовуються мікрометричні гвинти, всередині яких знаходяться голки з розташованими в них датчиками температури, тиску, швидкості. Визначення розподілу температури, тиску, швидкості у робочій камері відбувається за рахунок підняття і опускання голки у міжциліндровому зазорі.

Датчики повинні бути достатньо чутливими і мати низьку похибку вимірювання.

Для отримання математичної моделі потрібно знати початкові та граничні умови. Для цього потрібно знати температуру на зовнішній стінці ротора і внутрішній стінці статора.

Для знаходження температури на внутрішній стінці статора використовується мікрометричний гвинт. Температуру стінки ротора, який обертається, визначаємо за показами термопари. Для цього ротор робимо пустотілим з наскрізним отвором у стінці. Через отвір проводимо провід від термопари. Сигнал з термопари отримуємо зі спеціального пристрою 2 (рис. 3) струмознімача. Оскільки ротор обертається, а разом з ним термопара, для передачі сигналу використовується для струмопередачі ковзний контакт.

До складу спеціального пристрою 2 входять два кільця, для входу і виходу контактів термопари, виготовлені з міді, які ізольовані між собою кільцями, виготовленими з капроліну. До кільць під'єднуються за допомогою пружини графітові стержні від яких ми отримуємо аналоговий сигнал з термопари через нормалізатор сигналів на вхід АЦП, а потім у цифровому вигляді в пам'ять персонального комп'ютера.

Через те, що під час руху рідини за рахунок дисипації механічної енергії відбувається підвищення її температури, визначення величини розподілу температури та тиску проводиться за допомогою пристроїв 3, 4 (рис. 3).

Спеціальний пристрій 3 складається із термопари констант-срібло та мікрометричного гвинта. Мікрометричний гвинт приєднано до установки за допомогою стійки по центру робочої камери. Усередині мікрометричного гвинта знаходиться голка, в якій розташована термопара. Визначення розподілу температури у робочій камері відбувається за рахунок підняття і опускання голки у міжциліндровому зазорі (рис. 3).

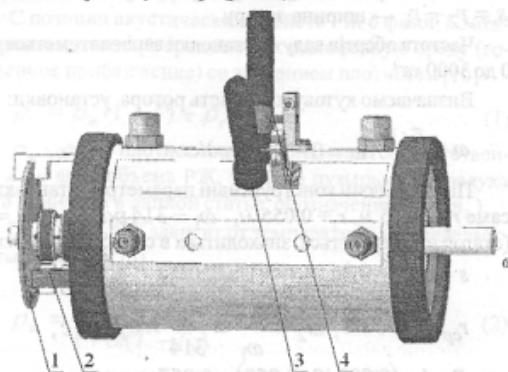


Рис. 3. Загальний вигляд моделі роторного теплогенератора: 1 — прилад для вимірювань кількості обертів валу роторної установки; 2 — прилад для під'єднання та отримання сигналу від термопари, яка обертається у роторі; 3 — пристрій для вимірювання розподілу температури у міжциліндровому зазорі; 4 — пристрій для вимірювання розподілу тиску в міжциліндровому зазорі.

Спеціальний пристрій 4 для визначення розподілу тиску в міжциліндровому зазорі експериментальної ротор-

ної установки працює за таким механізмом, як і пристрій для визначення температури.

Датчик тиску знаходиться на голці мікрогвинта і при цьому визначення розподілу тиску відбувається за рахунок піднімання і опускання голки у міжциліндровому зазорі.

Для вимірювання частоти обертання валу роторної установки використовується спеціальний пристрій 1 (рис. 3), до складу якого входить світлодіод та фотоелемент, між якими обертається диск, перфорований отворами. При перериванні світлового потоку перегородками диску система вимірювань фіксує зміну сигналу.

За частотою отримуваного періодичного сигналу визначали кількість обертів валу роторної установки:

$$n = \frac{60 \cdot f}{N},$$

де  $f$  — частота слідування імпульсів світлового потоку на фотоелемент;  $N$  — кількість отворів у перфорованому диску.

Геометричні розміри каналу характеризуються відношенням радіусів  $r_2/r_1$ , відносною шириною зазору  $s/r_1$  або  $s/r_{cp}$ , еквівалентним гідравлічним діаметром  $d = 2s$ , а також відносною довжиною  $l/s$  [4].

Виходячи з конструктивних параметрів установки, знаючи фізичні і хімічні характеристики речовини, що використовується, можна теоретично визначити число Рейнольдса і Тейлора, тиск, швидкість.

Число Тейлора:

$$Ta = \frac{1}{r_1^2} \cdot s^2 \cdot \omega, \text{ або } Ta = \frac{Re_{w_1} \cdot \sqrt{\frac{s}{\eta}}}{\tilde{F}},$$

де  $\tilde{F} = (\pi^2 / 41,2) E^{1/2}$ ,  $E = 0,0571A - 0,00056A^{-1}$ ,  $A = D - 0,652C$ ,  $D = (1 + \varpi_2) / (1 - \varpi_2)$ ,  $C = (s / r_{cp}) / B$ ,  $B = 1 - (s / 2r_{cp})$ ,  $\varpi_2 = \omega_2 / \omega_1$ ,  $r_{cp} = (r_1 + r_2) / 2$ ,  $s = r_2 - r_1$  — ширина зазору.

Частота обертів валу  $n$  установки варіюватиметься від 0 до  $3000 \text{ хв}^{-1}$ .

Визначасмо кутову швидкість ротора установки:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \omega = 0 - 314 \text{ рад/с.}$$

Підставляючи конструктивні параметри установки, а саме  $r_2 = 0,06 \text{ м}$ ,  $r_1 = 0,055 \text{ м}$ ,  $\omega_1 = 314 \text{ рад/с}$ ,  $\omega_2 = 0$  (статор не обертається, знаходиться в спокої) отримуємо:

$$s = 0,06 - 0,055 = 0,005 \text{ м},$$

$$r_{cp} = 0,058 \text{ м}, \varpi_2 = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{0}{314} = 0 \text{ рад/с},$$

$$B = 1 - (0,005 / 2 \cdot 0,058) = 0,957,$$

$$C = \left( \frac{0,005}{0,058} \right) / 0,957 = 0,091, D = 1,$$

$$A = 1 - 0,652 \cdot 0,091 = 0,941,$$

$$E = 0,0571 \cdot 0,941 - 0,00056 \cdot \frac{1}{0,941} = 0,053, \tilde{F} = 1,087.$$

Підставляючи значення Рейнольдса  $Re = 0 - 2000$  отримуємо швидкість потоку у міжциліндровому зазорі  $V_a = 0 - 9,4 \text{ м/с}$ .

Число Рейнольдса обертання визначається за формулою:

$$Re_{w_1} = \frac{\eta \cdot \omega_1 \cdot s}{\nu}, Re_{w_1} = 0 - 1838.$$

При знайденому числі Рейнольдса обертання, число Тейлора знаходиться у межах  $Ta = 0 - 510$ .

При невеликих значеннях  $\frac{s}{\eta} \leq 0,5 \cdot 10^{-3}$  поправкою  $\tilde{F}$ , як правило, нехтують.

Внаслідок зміни температури по ширині каналу змінюється в'язкість теплоносія. Це суттєво впливає на розподіл швидкості в каналі і дисипацію механічної енергії потоку. Збільшення температури рідини викликає зміни її характеристик: в'язкості, густини, поверхневого натягу та тиску.

Таким чином, теплова і гідравлічна характеристики міжциліндрового каналу залежать від теплофізичних властивостей текучого середовища: в'язкості  $\eta$ , теплопровідності  $l$ , густини  $\rho$  та теплоємності  $c$ .

Характер потоку залежить від кутової швидкості обертання ротора, геометрії каналу, фізичних характеристик рідини тощо. За рахунок організації кругової траєкторії потоку рідини можна збільшити час її перебування в міжциліндровому зазорі, а значить збільшити тривалість впливу відцентрових сил і сил тертя, локальної турбулентності, вихроутворення й інших фізичних явищ [5, 6].

### Висновки

Експериментальна установка дозволить вирішити наступні питання:

1. Визначити розподіл температури, швидкості і тиску у міжциліндровому зазорі.
2. Встановити залежність приросту температури від конструктивних (радіус  $R$  та ширина  $h$  роторного диска; величина зазору  $d$ ) та технологічних (частота обертів валу  $n$ , витрати рідини  $Q$ , динамічна в'язкість  $\mu$ , густина  $\rho$  та ізобарна теплоємність  $c$  робочої рідини) параметрів роторних установок.
3. Розробити рекомендації з конструювання, вдосконалення та вибору технологічних режимів роботи роторних гідродинамічних теплогенераторів.

### Література

1. Михалкина, Г.С., Соснина, Н.А. Пастеризация молока и сыворотки в суперкавитирующем аппарате роторно-пульсационного типа // Молочная промышленность. — 1999. — №8. — С. 32—33.
2. Пироженко, И.А. Экспериментальное исследование тепловых и гидродинамических характеристик жидкости в роторно-пульсационном аппарате // Промышленная теплотехника. — 2004. — Т. 26, № 6. — С. 106—113.
3. Промтов, М.А., Монастырский, М.В. Расчет изменения температуры жидкости при диссипации энергии в зазоре роторно-импульсного аппарата // Промышленная теплотехника. — 2004. — № 4. — С. 28—31.
4. Устименко, Б.П. Процессы турбулентного переноса во вращающихся течениях. — Алма-Ата: Наука, 1977. — 228 с.
5. Халатов, А.А., Авраменко, А.А., Шевчук, И.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил. — К.: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 1996. — Т.2: Вращающиеся системы. — 289 с.
6. Дорфман, Л.А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. — М.: Гос. из-во физ.-мат. лит.-ры. — 192 с.

Надійшла 28.09.2010 р.