

## ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ВІДЦЕНТРОВОГО ТЕПЛОМАСООБМІННОГО АПАРАТА

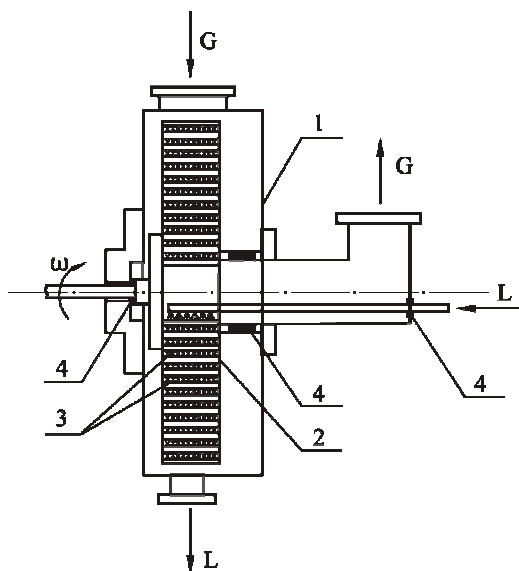
*Л.Д. Пляцук, Д.О. Лазненко, С.В. Сидоренко*  
*Сумський державний університет, м. Суми*

*Розглядається питання визначення гідравлічного опору відцентрового тепломасообмінного апарата з контактним пристроєм у вигляді пакета вісесиметричних кільцевих елементів, виготовлених з металевої сітки. Отримані залежності для розрахунку опору сухого та зрошеного апарата, проведено порівняння результатів розрахунків за отриманою моделлю з експериментальними даними.*

Актуальним завданням розвитку промисловості України є підвищення інтенсивності проведення технологічних процесів. Це дозволяє більш повно використовувати виробничі площі підприємств, заощаджувати матеріальні та енергетичні ресурси.

Процеси масоперенесення в системі рідина-газ знайшли застосування в хімічній, нафтохімічній, харчовій та інших виробничих галузях. Масообмінні процеси широко використовуються в системах захисту навколишнього середовища як процеси очищення газових викидів та утилізації рідких відходів та стоків виробництв.

Одним із перспективних способів інтенсифікації масоперенесення є організація взаємодії фаз у полі відцентрових сил, які на декілька порядків перевищують гравітаційні. Конструктивно такий спосіб реалізується у відцентрових тепломасообмінних апаратах (ВТМА). Апарат складається з корпусу, всередині якого встановлений перфорований ротор, що обертається на валу (рис.1). Корпус апарата має патрубки для введення та виведення газової та рідкої фаз. Газ подається через тангенціальний патрубок від периферії апарата та рухається до центра. Рідина рухається від центра до периферії протитоком газу. У середині контактної пристрою відбувається високоінтенсивний контакт фаз.



*Рисунок 1 – Схема відцентрового тепломасообмінного апарата:  
1 – циліндричний корпус;  
2 – обертовий ротор;  
3 – циліндричні контактні елементи;  
4 – ущільнення;  
L, G – відповідно рідка та газова фази*

У результаті аналізу існуючих конструкцій такого типу обладнання [1-4] нами був запропонований контактний пристрій у вигляді набору вісесиметричних кільцевих контактних елементів, які виготовлені з одного або декількох шарів металевої сітки. Кільця встановлюються на певній відстані одне від одного.

При такому розташуванні відбуваються багаторазове диспергування рідини на кожному кільцевому елементі, політ краплі в нестационарному режимі в проміжках між кільцями та удар крапель по наступному кільцевому елементу. При цьому інтенсивне масоперенесення забезпечується значною поверхнею контакту фаз у краплинному режимі, багаторазовим оновленням цієї поверхні на кожному наступному кільці та численними кінцевими ефектами, що мають місце при утворенні та відриві крапель при диспергуванні.

Важливим параметром, що визначає характер гідродинамічної взаємодії фаз в апараті є гідравлічний опір. Його величина визначається конструктивними характеристиками контактної пристрою та режимом взаємодії фаз.

Гідравлічний опір контактної пристрою складається з суми гідравлічних опорів кільцевих елементів та гідравлічного опору, який зумовлений дією відцентрових сил

$$\Delta P_{кп} = \sum \Delta P_i + \Delta P_{оц} \quad (1)$$

$\Delta P_{кп}$  - гідравлічний опір контактної пристрою, Па;

$\Delta P_i$  - гідравлічний опір кільцевого контактної елемента, Па;

$\Delta P_{оц}$  - гідравлічний опір контактної пристрою, обумовлений дією відцентрових сил, Па.

Для визначення гідравлічного опору кільцевих контактних елементів розглядаємо його природу для сухого контактної пристрою, потім враховуємо вплив рідини.

Газова фаза в контактному пристрої запропонованої конструкції здійснює складний рух по спіральній траєкторії. При обертанні контактної пристрою газова фаза, що надходить до апарата, за рахунок дії сил тертя об контактний пристрій починає захоплюватися в обертний рух. Одночасно газова фаза рухається і в радіальному напрямку. Результируючий вектор сил і відповідно напрямок руху газу направлений під кутом  $\alpha$  до дотичної до кільцевого елемента, через який він проходить (рис.2).

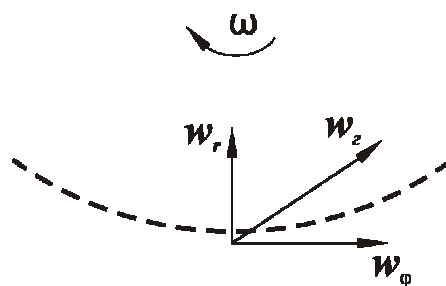


Рисунок 2 – Напрямки відносного руху газу через кільцевий елемент насадки ВТМА

Гідравлічний опір контактної елементи визначається напрямком та швидкістю руху газової фази відносно контактної елементи.

При цьому рух газової фази доцільно розглядати за двома складовими: радіальною  $w_r$  та коловою  $w_\varphi$  :  $w_z = \sqrt{w_r^2 + w_\varphi^2}$  (рис.2).

Радіальна складова швидкості газової фази визначається її витратою та вільним перерізом поточного контактної елементи та визначається за залежністю

$$w_r = \frac{G}{2\pi r_i h \bar{f}}, \quad (2)$$

де  $G$  – об’ємна витрата газу, м<sup>3</sup>/с;

$r_i$  – радіус  $i$ -го кільцевого елементи контактної пристрою, м.

$h$  – ширина кільцевого елементи, м;

$\bar{f} = \frac{F_0}{F_1}$  – коефіцієнт вільного перетину кільцевого елементи;

$F_0$  – вільний перетин сітки, м<sup>2</sup>;

$F_1$  – загальний перетин сітки, м<sup>2</sup>.

При проходженні газової фази всередині ротора, вона силами тертя захоплюється до колового руху в напрямку обертання ротора. При захопленні газової фази до обертального руху її обертальна швидкість відрізняється від швидкості контактних елементів. Унаслідок цього газова фаза здійснює рух відносно контактних елементів. Швидкість відносного колового руху газової фази визначається ступенем його захоплення до колового руху, який враховуємо через коефіцієнт  $k_\omega$ , що знаходиться в діапазоні від 0 до 1.

Колова складова газової фази в роторі відносно контактних елементів визначається за залежністю

$$w_\varphi = (1 - k_\omega) \cdot \omega \cdot r_i, \quad (3)$$

де:  $\omega$  – частота обертання ротора, рад/с;

$k_\omega$  – коефіцієнт, що враховує ступінь захоплення газу в обертальний рух відносно швидкості обертання ротора.

Гідравлічний опір одного кільцевого елементи сухого контактної пристрою ВТМА виражається рівнянням:

$$\Delta P_{i0} = \Delta P_{r0} + \Delta P_\varphi, \quad (4)$$

де  $\Delta P_{r0}$  – радіальна складова опору;

$\Delta P_\varphi$  – колова складова опору.

Радіальна складова  $\Delta P_{r0}$  визначається за залежністю

$$\Delta P_{r0} = \xi_{r0} \frac{\rho_z w_{r i}^2}{2} = \xi_{r0} \cdot \frac{\rho_z}{2} \cdot \left( \frac{G}{2\pi r_i h \bar{f}} \right)^2, \quad (5)$$

де  $\rho_z$  – густина газу, кг\м<sup>3</sup>;

$\xi_{r0}$  – коефіцієнт гідравлічного опору сухого кільцевого елемента.

Для визначення  $\xi_{r0}$  можна застосувати залежності, наведені в [5] для опору сіток, виготовлених із металевого дроту.

Для діапазону чисел Рейнольдса  $Re < 10^3$  коефіцієнт опору металеві сітки визначається як

$$\xi_{r0} = k_{Re} \cdot \xi_0, \quad (6)$$

$$\xi_0 = k_0 \left( 1 - \bar{f} \right) + \left( \frac{1}{\bar{f}} - 1 \right)^2, \quad (7)$$

де для сіток з круглих металевих дротів із звичайним у практиці станом поверхні (неокислених та незапиленних)  $k_0=1,3$ ; для нових сіток  $k_0=1,0$ .

Для  $50 < Re < 10^3$  коефіцієнт  $k_{Re}$  визначається за графічною залежністю від  $Re$ , також наведеною в [5], і знаходиться в межах 1–1,4.

Для режимів  $Re < 50$ :

$$k_{Re} \approx \frac{22}{Re} + \xi_0. \quad (8)$$

При числах Рейнольдса  $Re > 10^3$

$$\xi_{r0} = \xi_0 = k_0 \left( 1 - \bar{f} \right) + \left( \frac{1}{\bar{f}} - 1 \right)^2. \quad (9)$$

Обертова складова опору  $i$ -го кільцевого контактного елемента виражається рівнянням

$$\Delta P_{\varphi i} = \xi_{\varphi} \frac{\rho_z w_{\varphi i}^2}{2} = \xi_{\varphi} \frac{\rho_z \left( (1 - k_{\varphi}) \cdot \omega r_i \right)^2}{2}, \quad (10)$$

де  $\xi_{\varphi}$  – коефіцієнт обертової складової гідравлічного опору.

З урахуванням (4), (5) та (10) складова рівняння (1)  $\sum \Delta P_i$ , викликана опором  $n$  кільцевих контактних елементів радіусом  $r_i$  кожен, має вигляд

$$\sum_{i=1}^n \Delta P_{i0} = \sum_{i=1}^n \left( \xi_{r0} \cdot \frac{\rho_z}{2} \cdot \left( \frac{G}{2\pi r_i h f} \right)^2 + \xi_{\varphi} \frac{\rho_z \left( (1 - k_{\varphi}) \cdot \omega r_i \right)^2}{2} \right). \quad (11)$$

При обертанні ротора на газову фазу діє відцентрова сила інерції та сила Кориоліса. Дією сили Кориоліса нехтуємо через її малість.

Складова гідравлічного опору, що витрачається на подолання відцентрової сили інерції:

$$dP_{eu} = \rho_z \cdot (k_{\varphi} \cdot \omega)^2 r \cdot dr. \quad (12)$$

Інтегруючи (12) в межах від внутрішнього  $r_0$  до зовнішнього  $R$  радіуса контактної пристрою, отримуємо

$$\Delta P_{eu} = \rho_z (k_{\varphi} \cdot \omega)^2 \cdot \frac{(R^2 - r_0^2)}{2}. \quad (13)$$

Загальний опір сухого обертового контактної пристрою дорівнює

$$\Delta P_{кн.0} = \sum_{i=1}^n \Delta P_i + \Delta P_{eu} = \sum_{i=1}^n \left( \xi_{r0} \cdot \frac{\rho_z}{2} \cdot \left( \frac{G}{2\pi r_i h f} \right)^2 + \xi_{\varphi} \frac{\rho_z \left( (1 - k_{\varphi}) \cdot \omega r_i \right)^2}{2} \right) + \rho_z (k_{\varphi} \cdot \omega)^2 \cdot \frac{(R^2 - r_0^2)}{2}. \quad (14)$$

Результати розрахунку гідравлічного опору за формулою (14) та експериментальні дані наведені на рис.3.

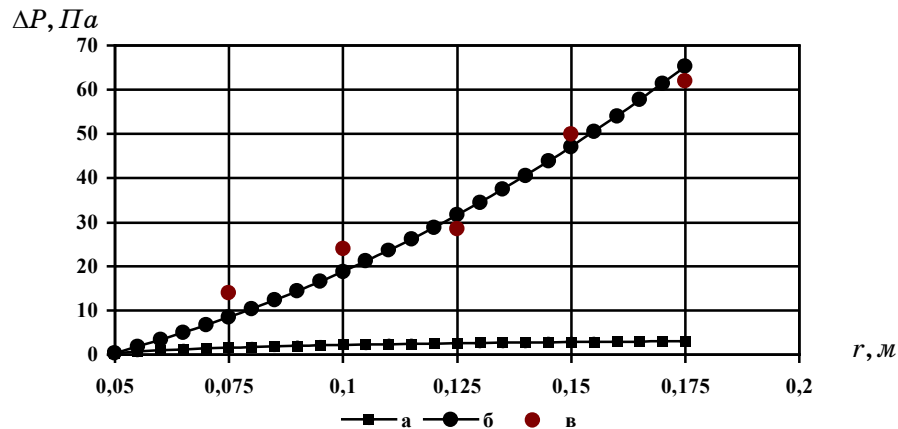


Рисунок 3 – Гідравлічний опір сухого обертового контактної пристрою ВТМА за залежністю (13):

- а – опір нерухомого контактної пристрою, розрахований за (5);
- б – опір обертового контактної пристрою, розрахований за (14);
- в – експериментальні дані для обертового контактної пристрою

Гідрравлічний опір зрошувального контактного пристрою вище ніж сухого. Це пояснюється зменшенням вільного перерізу для руху газу за рахунок його перекриття плівкою рідини та відповідно збільшенням швидкості руху газової фази.

Опір обертового зрошувального контактного пристрою визначається за залежністю, аналогічною до (11), з урахуванням ступеня зменшення вільного перерізу:

$$\Delta P_{i.sp.} = \sum_{i=1}^n \left( \xi_{r.sp.} \cdot \frac{\rho_z}{2} \cdot \left( \frac{G}{2\pi r_i h \bar{f} \cdot k_f} \right)^2 + \left( \xi_{\omega} \frac{\rho_z ((1-k_{\omega}) \omega r_i)^2}{2} \right) \right), \quad (15)$$

де  $k_f$  – коефіцієнт, що враховує ступінь зменшення вільного перерізу сіткового елемента внаслідок наявності рідини на ньому.

Коефіцієнт гідрравлічного опору  $\xi_{r.sp.}$  для зрошеного контактного елемента визначається як

$$\xi_{r.sp.} = k_{Re}' \cdot \xi_{sp0}, \quad (16)$$

$$\xi_{sp0} = k_0 \left( 1 - \bar{f} \cdot k_f \right) + \left( \frac{1}{\bar{f} \cdot k_f} - 1 \right)^2. \quad (17)$$

Коефіцієнт  $k_{Re}'$  визначається так само, як і для сухого контактного пристрою. Опір на подолання відцентрової сили визначаємо за залежністю (13).

Загальний опір зрошувального апарата визначається за формулою

$$\Delta P_{sp.an} = \sum_{i=1}^n \Delta P_{i.sp.} + \Delta P_{\omega} = \sum_{i=1}^n \left( \xi_{r.sp.} \cdot \frac{\rho_z}{2} \cdot \left( \frac{G}{2\pi r_i h \bar{f} \cdot k_f} \right)^2 + \left( \xi_{\omega} \frac{\rho_z ((1-k_{\omega}) \omega r_i)^2}{2} \right) \right) + \rho_z (k_{\phi} \cdot \omega)^2 \cdot \frac{(R^2 - r_0^2)}{2}. \quad (18)$$

Результат розрахунку гідрравлічного опору за (18) та експериментальні точки для зрошувального контактного пристрою ВТМА наведен на рис.4.

$\Delta P, Па$

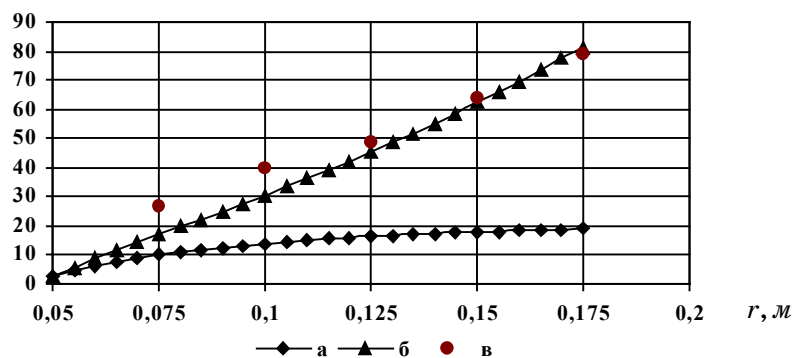


Рисунок 4– Гідрравлічний опір зрошувального контактного пристрою ВТМА: а - опір кільцевих елементів, розрахований за (15), б - повний опір апарата, розрахований за (18); в – повний опір апарата (експериментальні дані)

З наведених порівняльних графіків на рис. 3 та 4 бачимо, що розрахункові дані добре корелюють з експериментальними значеннями опору, отриманими на лабораторному стенді.

Таким чином, отримані математичні моделі для розрахунку гідравлічного опору сухого та зрошуваного контактної пристрою дозволяють визначати його з урахуванням конструктивних особливостей контактних пристроїв ВТМА та режимів його роботи.

#### **СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ**

1. Пленочная тепло- и массообменная аппаратура / Под ред. В.М.Олевского. – М.: Химия, 1988, 240 с.
2. Олевский В.М., Ручинский В.Р. Ректификация термически нестойких продуктов. – М., Химия, 1972.
3. Александровский А.А. Исследование гидродинамики и массообмена в роторном абсорбере: Дис...канд. техн.наук: 05.17.08. – Казань, 1982. – 239с.
4. Олевский В.М., Ручинский В.Р. Роторно-плёночные тепло- и массообменные аппараты. – М.: Химия, 1977. – 208с.
5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – изд-е второе переработанное и дополненное. – М.: Машиностроение, 1975.– 559 с.

**Пляцук Л.Д.**, докт. техн. наук, професор;

**Лазненко Д.О.**, канд. техн. наук, доцент;

**Сидоренко С.В.**, аспірант

*Надійшла до редакції 4 квітня 2008 р.*