

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ І ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОМАСО- ОБМІННИКІВ ЗМІШУВАЛЬНОГО ТИПУ (ТМЗД)

Теплотехнічні дослідження

На даний час відома невелика кількість робіт з теоретичного та експериментального дослідження процесу тепломасообміну при конденсації пари на струмені води. Запропоновані розрахункові залежності для оцінки цього виду тепломасообміну базуються на нечисленних теоретичних і експериментальних дослідженнях, виконаних з використанням різних методик визначення основних параметрів у дуже вузькому діапазоні їх змін [1–7 та ін.].

Складність процесу та обмежений діапазон досліджень не дають можливості поширити отримані результати на більш складні різновиди цього процесу, наприклад, при конденсації при взаємодії диспергованих струменів пари з закрученим струменем, який притаманний тепломасообмінникам ТМЗД. Тому виникла необхідність експериментального визначення теплотехнічних параметрів ТМЗД. Ці експериментальні дослідження були виконані на стенді, опис якого наведений у [8]. У [8] також наведено діапазон змін розмірів досліджуваних зразків ТМЗД, температур і тисків води і пари, швидкостей води та пари на виході з сопел і отворів.

У результаті обробки експериментальних даних отримано залежності для опису процесів тепло- і масовіддачі у ТМЗД у числах подібності. Якісно ці рівняння співпадають з наведеними у [9], у них внесені корективи, які враховують особливості процесу в умовах закрученого відцентрового струменю води з радіальними струменями пари. Ці залежності справедливі при швидкостях води на виході з сопла $w_v = 0,1 \div 30$ м/с, швидкостях пари на виході з отворів $w_n = 0,05 \div 10$ м/с, внутрішніх діаметрах ТМЗД $d_k = 0,032 \div 0,150$ м, тиску води на вході в ТМЗД $p_{вх} = 30 \div 300$ кПа, тиску води на виході з ТМЗД $p_{вих} = 1 \div 271$ кПа.

$$\overline{Nu} = C \overline{Re}_v^n \overline{K}^r \overline{Pr}_v^m P^s, \quad (1)$$

де $\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} \overline{d}_B}{\overline{\lambda}_B}$ – середнє теплообмінне число Нусельта; $\overline{Re}_B = \frac{\overline{w}_{всеп} \overline{d}_B}{\overline{v}_B}$ – середнє число Рейнольдса для закрученого рідинного струменю; $\overline{K} = 1 + \frac{M_n \overline{w}_{псеп}}{M_B \overline{w}_{всеп}}$ – середнє число подібності, що враховує вплив на гідродинамічну картину взаємодії потоків рідини і пари імпульсів кількості руху води і пари при середніх швидкостях; $\overline{Pr} = \frac{\overline{v}_B}{\overline{a}_B}$ – середнє

число Прандтля; $P = \frac{P_{вих}}{P_{вх} - P_{вих}}$ – число подібності, що враховує вплив

на гідродинаміку потоку та ступінь заповнення ТМЗД рідиною відношення тиску рідини на виході до різниці тисків її на вході і виході; $\overline{\alpha}$ – середній коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К); $\overline{\lambda}_B$ – середній коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/(м·К); \overline{d}_B – середній діаметр струменю рідини, м; $\overline{w}_{всеп}$ – середня швидкість рідини по перерізу струменя діаметром \overline{d}_B , м/с; \overline{v}_B – кінематична в'язкість рідини у середньому перерізі струменю, м²/с; $\overline{w}_{псеп}$ – середня швидкість пари по перерізу його струменя у місці контакту із струменем рідини діаметром \overline{d}_B , м/с; M_B, M_n – масові витрати рідини та пари відповідно, кг/с; \overline{a}_B – середній коефіцієнт температуропроводності рідини, м²/с; $P_{вх}, P_{вих}$ – тиск рідини на вході у тепломасообмінник та виході з нього відповідно, Па.

$$\overline{d}_B = \frac{d_{0B} + \frac{d_k - d_d}{2}}{2} = \frac{2d_{0B} + d_k - d_d}{4}, \quad (2)$$

де d_{0B} – діаметр сопла на вході рідини у корпус тепломасообмінник, м; d_k – внутрішній діаметр корпусу тепломасообмінника, м; d_d – зовнішній діаметр диспергатора пари, м.

$$M_B = 0,785 \overline{w}_{0B} d_{0B}^2 \rho_{0B}, \quad (3)$$

де \overline{w}_{0B} – середня швидкість рідини на вході в тепломасообмінник, м/с; ρ_{0B} – густина рідини на вході в тепломасообмінник, кг/м³.

$$\bar{w}_{\text{вср}} = \frac{\bar{w}_{0\text{в}} d_{0\text{в}}^2 \rho_{0\text{в}}}{\bar{d}_{\text{в}}^2 \bar{\rho}_{\text{в}}}, \quad (4)$$

де $\bar{\rho}_{\text{в}}$ – середня густина рідини на дільниці конденсації пари, кг/м^3 .

$$M_{\text{п}} = 0,785 \bar{w}_{0\text{п}} d_{0\text{п}}^2 n \rho_{0\text{п}}, \quad (5)$$

де $\bar{w}_{0\text{п}}$ – середня швидкість пари на виході з диспергатора, м/с ; $d_{0\text{п}}$ – діаметр отворів на диспергаторі для виходу пари, м ; n – кількість отворів для подачі пари на диспергаторі; $\rho_{0\text{п}}$ – густина пари на виході з отворів диспергатора, кг/м^3 .

Згідно з [10] є дві формули Г. Н. Абрамовича для знаходження $\bar{w}_{\text{вср}}$ струменю по відношенню до w_0 :

$$\bar{w}_{\text{вср}} = \frac{3,2}{\bar{x}} w_0 \quad (6)$$

та

$$\bar{w}_{\text{вср}} = \frac{0,19}{a\bar{x} + 0,29} w_0, \quad (7)$$

$\bar{x}_{\text{вср}}$ – відносна відстань від отвору на диспергаторі пари до струменю рідини з діаметром $\bar{d}_{\text{в}}$; a – коефіцієнт турбулентної структури струменю. Згідно з [10] $a \approx 0,076$.

Нескладно переконатись, що для початкової дільниці струменю пари, яка характерна для ТМЗД справедливою є формула (7).

Враховуючи (2), отримаємо:

$$\bar{x} = \frac{d_{\text{к}} - d_{\text{д}} - d_{0\text{в}}}{d_{0\text{п}}} = \frac{d_{\text{к}} - d_{\text{д}} - 2d_{0\text{в}}}{4d_{0\text{п}}}. \quad (8)$$

Тоді

$$\bar{w}_{\text{вср}} = \frac{0,19}{0,076\bar{x}_{\text{вср}} + 0,29} = \frac{0,19}{0,019 \frac{d_{\text{к}} - d_{\text{д}} - 2d_{0\text{в}}}{d_{0\text{п}}} + 0,29}. \quad (9)$$

$$\bar{K} = 1 + \frac{M_n \bar{w}_{\text{псеп}}}{M_B \bar{w}_{\text{всеп}}} = 1 + \frac{\bar{w}_{0\text{п}} d_{0\text{п}}^2 n \rho_{0\text{п}} \frac{0,19}{0,019 \frac{d_{\text{к}} - d_{\text{д}} - 2d_{0\text{в}}}{d_{0\text{п}}} + 0,29} \bar{w}_{0\text{п}}}{\bar{w}_{0\text{в}} d_{0\text{в}}^2 \rho_{0\text{в}} \frac{\bar{w}_{0\text{в}} d_{0\text{в}}^2 \rho_{0\text{в}}}{\bar{d}_{\text{в}}^2 \bar{\rho}_{\text{в}}}} =$$

$$= 1 + \frac{w_{0\text{п}}^2 d_{0\text{п}}^2 n \rho_{0\text{п}} \bar{d}_{\text{в}}^2 \bar{\rho}_{\text{в}}}{w_{0\text{в}}^2 d_{0\text{в}}^4 \rho_{0\text{в}}^2} \frac{0,19}{0,019 \frac{d_{\text{к}} - d_{\text{д}} - 2d_{0\text{в}}}{d_{0\text{п}}} + 0,29}$$
(10)

Значення коефіцієнта пропорційності C та показників ступеню n , r , m , s в формулі (1) наведено в таблиці.

Таблиця

Показник	C	n	r	m	s
$\bar{\text{Re}} \geq 10000$	0,031	1,2	0,4	0,43	0,03
$\bar{\text{Re}} \leq 2300$	1,52	0,6	0,4	0,43	0,03

Тоді для турбулентного струменю рідини

$$\bar{Nu} = 0,031 \bar{\text{Re}}_{\text{в}}^{-1,2} K^{-0,4} \text{Pr}_{\text{в}}^{-0,43} P^{0,03}, \quad (11)$$

а для ламінарного

$$\bar{Nu} = 1,52 \bar{\text{Re}}_{\text{в}}^{-0,6} K^{-0,4} \text{Pr}_{\text{в}}^{-0,43} P^{0,03}. \quad (11')$$

Відповідно для турбулентного режиму

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{\lambda}_{\text{в}}}{d_{\text{в}}} 0,031 \bar{\text{Re}}_{\text{в}}^{-1,2} K^{-0,4} \text{Pr}_{\text{в}}^{-0,43} P^{0,03}, \quad (12)$$

а для ламінарного

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{\lambda}_{\text{в}}}{d_{\text{в}}} 1,52 \bar{\text{Re}}_{\text{в}}^{-0,6} K^{-0,4} \text{Pr}_{\text{в}}^{-0,43} P^{0,03}. \quad (12')$$

Наведені нижче на рисунку результати експериментальних досліджень автора при різних $w_{0\text{п}}$ та інших дослідників (при $w_{0\text{п}} \approx 0$ [12]) показують задовільне їх співпадіння з розрахунками за формулами (12) та (12').

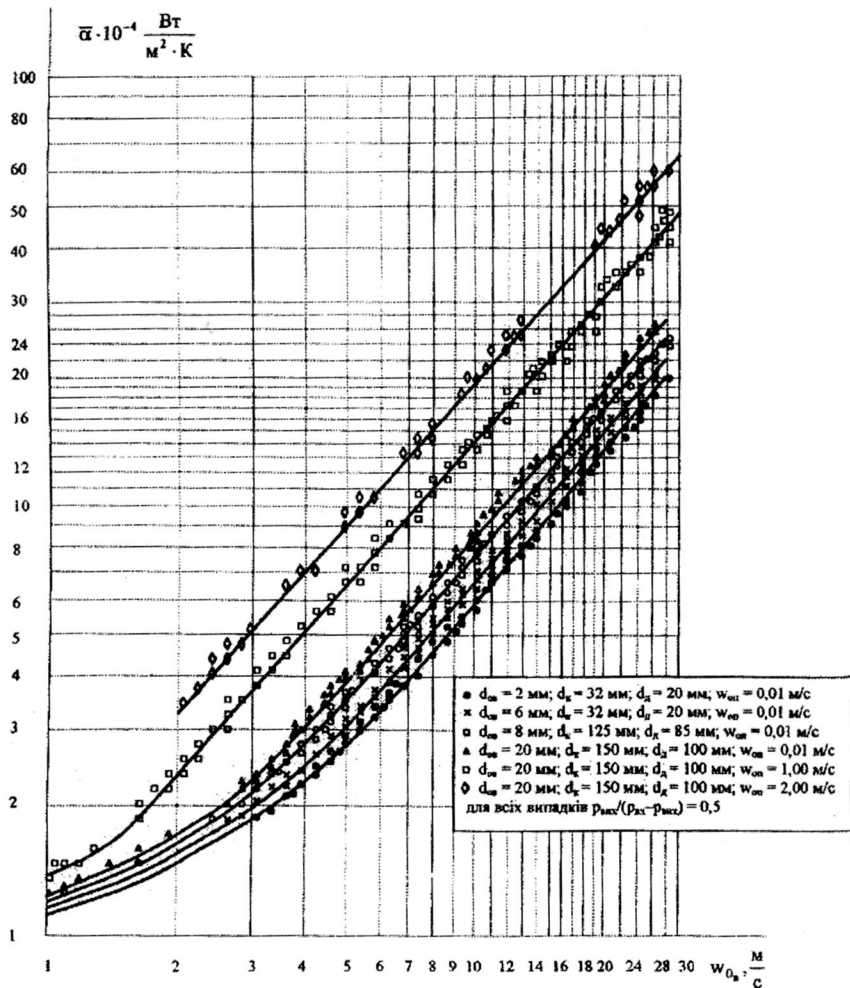


Рисунок. Залежність середнього коефіцієнта тепловіддачі $\bar{\alpha}$ від швидкості витікання води з сопла у теплообмінник w_{0B}

Висновки

1. ТМЗД є високоефективними апаратами, які дозволяють отримати високі коефіцієнти тепло- та масообміну (до $1,6 \cdot 10^6$ Вт/(м²·К)) при відносно невеликих витратах тиску (0,5÷1,5 бар) та достатньо високій стійкості до коливань тисків змішуваних теплоносіїв.

2. ТМЗД можуть використовуватись при підключенні до магістральних систем опалення, гарячого водопостачання тощо.

3. Схеми підключення систем опалення та гарячого водопостачання будуть наведені у повідомленні 3.

Використана література

1. *Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.* Теплопередача. – М.: Энергия. – 1975. – 481 с.

2. *Кутателадзе С. С.* Теплопередача при конденсации и кипении. – М.–Л.: Машгиз. – 1952. – 232 с.

3. *Исаченко В. П.* Теплообмен при конденсации. – М.: Энергия. – 1977. – 239 с.

4. *Агафонов В. А., Ермилов В. Г., Панков Е. В.* Судові конденсатніє установки – Л.: Судпромгиз. – 1963. – 490 с.

5. *Соснин Ю. П.* Контактные водонагреватели. – М.: Стройиздат. – 1974. – 359 с.

6. *Зингер Н. И.* В кн.: Вопросы теплообмена при изменении агрегатного состояния вещества. – М.–Л.: Госэнергоиздат. – 1963. – С. 81–91.

7. *Соу С.* Гидродинамика многофазных систем – М.: Мир. – 1971. – 536 с.

8. *Приймак О. В.* Експериментальні дослідження тепломасообміників змішувального типу. 1. Гідравлічні дослідження. – К.: Вентиляція, освітлення і теплогазопостачання. – 2003. – № 6.

9. *Берман Л. Д.* Испарительное охлаждение циркуляционной воды. – М.: Энергия. – 1957. – 319 с.

10. *Бахарев В. А.* К теории и расчету свободных турбулентных струй. – Л.: Сборник трудов ВНИИ охраны труда в г. Ленинграде. – 1965. – С. 12–26.

11. *Бутаков С. Е.* О количестве движения и методе расчета изотермических струй. Л.: Сборник трудов Теория и расчет вентиляционных струй. – 1965. – С. 81–95.

12. *Дементьева К. В.* Исследования контактного теплообмена в процессе конденсации пара на струе переохлажденной жидкости. Автореферат дисс. канд. техн. наук – Л. – 1972.