

ТЕПЛООБМІН І ГІДРОДИНАМІКА В МІКРОТЕПЛООБМІННИКАХ

Д. Т. Н. В. О. Туз, к. т. н. Н. Л. Лебедь, Я. Є. Трокоз, М. П. Литвиненко

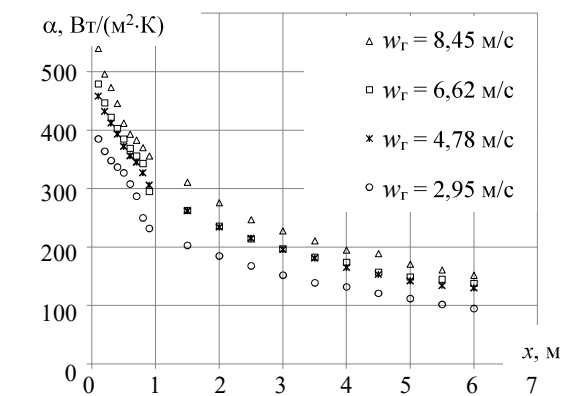
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Україна, м. Київvaleriituz56@gmail.com, nata.lebeddom@gmail.com, yar_t@voliacable.com,
grassorc412@ukr.net

Представлено результати дослідження процесу конвективного теплообміну при зовнішньому обтіканні розташованої в кільцевому каналі трубної поверхні витого теплообмінника, а також результати аналізу гідродинаміки витих теплообмінників. Визначено фактори, які найбільше впливають на інтенсивність процесів, отримано залежності для визначення довжини початкової теплової ділянки та гідравлічної розвірки.

Ключові слова: витий теплообмінник, конвективний теплообмін у кільцевих каналах, закручені потоки, теплогідравлічна розвірка.

Кріогенні установки, які працюють за циклом Джоуля — Томсона, знайшли широке застосування в радіоелектронній техніці завдяки відносно простій конструкції основних елементів, низьким експлуатаційним витратам, надійності та великому ресурсу роботи. Мініатюризація елемента, який необхідно охолоджувати, призводить до необхідності використовувати теплообмінне обладнання малих розмірів або навіть мікророзмірів.

Аналізуючи конструкції мікротеплообмінників [1], можна відмітити, що найпоширенішими є теплообмінники, виготовлені з мідних трубок діаметром 0,5—3,0 мм у вигляді трубного пучка витой форми, розташованого в циліндричному корпусі. Крім того, для збільшення питомої поверхні теплообміну в одиниці об'єму теплообмінника він виконується багатозахідним [2, 3], а також однозахідним і багатозаровим [4, 5]. Аналіз методик розрахунку, наведений у [1], не дає можливості однозначно відповісти на питання щодо можливості використання представлених емпіричних залежностей. Зміна інтенсивності теплообміну та складна гідродинаміка потоку свідчить про необхідність їх уточнення з урахуванням впливу як геометричних характеристик обладнання, так і теплофізичних властивостей і режимних параметрів теплоносія. З цією метою нами були проведені дослідження на експериментальній установці, що являє собою аеродинамічну трубу розімкнутого типу круглого перерізу. Швидкість у «живому» перерізі робочої ділянки змінювалась в діапазоні 0,4—8,8 м/с. Враховуючи мініатюрність теплообмінника, для урахування особливостей гідродинаміки і теплообміну витих поверхонь, розташованих в кільцевих зазорах, недостатньо обмежитись тільки середньоінтегральними характеристиками. Ця особливість полягає у наявності часткового закручування потоку теплоносія та зміні інтенсивності теплообміну по довжині теплообмінника.



Зміна коефіцієнта тепловіддачі α по довжині каналу x для різної швидкості потоку газу w_T

Аналіз результатів досліджень, представлених на рисунку, показує, що зміна коефіцієнту тепловіддачі по довжині каналу має нелінійний характер, внаслідок чого спостерігається нерівномірність інтенсивності тепловіддачі. На початковій тепловій ділянці відбувається формування пограничного шару, що визначає характер процесу. На підставі обробки експериментальних даних з визначення довжини $\ell_{пт}$ початкової теплової ділянки для ламінарного режиму була отримана залежність

$$\ell_{пт} = 0,356 d_{тр} \text{Re} \sigma_{кр}^{0,163}, \quad (1)$$

де $d_{\text{тр}}$ — діаметр трубки; $\sigma_{\text{крок}}$ — відносний крок витка (відношення відстані між витками до діаметру трубки); Re — число Пекле, $Re = w_r d_{\text{тр}} / a$; a — коефіцієнт температуропровідності.

Гідродинамічна картина течії ззовні витого теплообмінника, розташованого у кільцевому каналі з певним зазором між стінками, передбачає, що при збереженні загального осьового напрямку руху теплоносія частина його закручується, внаслідок чого виникають додаткові втрати тиску $\Delta P_{\text{відн}}$ на відцентровий рух. Крім того, аналіз наведених факторів свідчить про необхідність визначення і урахування гідравлічних розвірок, які є джерелом теплових розвірок [6]. Виникнення гідравлічних розвірок приводить до появи теплових розвірок коли частина труб, або шарів витой поверхні нагріву працює в різних гідравлічних умовах, що погіршує загальну інтенсивність теплообміну.

На підставі виконаного аналізу гідравлічна розвірка ρ_r визначається для течії теплоносія вздовж зовнішньої поверхні трубного пучка витого теплообмінника як

$$\rho_r = \sqrt{\frac{\rho_{\text{тр(ш)}}}{\bar{\rho}} \frac{\bar{z}}{z_{\text{тр(ш)}}} \left\{ 1 + \frac{\left[\Delta \bar{P}_{\text{кол}} - \Delta P_{\text{кол,тр(ш)}} \right] + \left[\Delta \bar{P}_{\text{відц}} - \Delta P_{\text{відц,тр(ш)}} \right]}{\frac{\bar{z} \bar{w} \rho_{\text{тр(ш)}}}{2 \bar{\rho}}} \right\}}, \quad (2)$$

де $\Delta \bar{P}_{\text{кол}}$, $\Delta \bar{P}_{\text{відц}}$, $\Delta P_{\text{кол,тр(ш)}}$, $\Delta P_{\text{відц,тр(ш)}}$ — гідравлічні опори внаслідок колекторного ефекту і дії відцентрових сил середнього шару пучка теплообмінника і розвірених труб; $\rho_{\text{тр(ш)}}$, $\bar{\rho}$ — густина теплоносія у розвірених трубах і трубах середнього шару пучка теплообмінника; \bar{z} , $z_{\text{тр(ш)}}$ — коефіцієнти опору для середньої і розвіреної труби, або шару теплообмінної поверхні, $\bar{z} = \bar{\xi}_{\text{вх}} + \bar{\xi}_{\text{вих}} + \bar{\ell} \cdot \lambda_0 + \sum \bar{\xi}_{\text{м}} + \sum \bar{\xi}_{\text{відц}}$; $z_{\text{тр(ш)}} = \xi_{\text{вх,тр(ш)}} + \xi_{\text{вих,тр(ш)}} + \ell_{\text{тр(ш)}} \cdot \lambda_0 + \sum \bar{\xi}_{\text{м}} + \sum \bar{\xi}_{\text{відц}}$; $\bar{\xi}_{\text{вх}}$, $\bar{\xi}_{\text{вих}}$, $\bar{\xi}_{\text{м}}$, $\bar{\xi}_{\text{відц}}$, $\xi_{\text{вх,тр(ш)}}$, $\xi_{\text{вих,тр(ш)}}$ — коефіцієнти гідравлічного опору ділянок для середньої та розвіреної труби; λ_0 — коефіцієнт опору тертя; $\bar{\ell}$, $\ell_{\text{тр(ш)}}$ — середня довжина трубки теплообмінника і довжина розвіреної труби.

Таким чином, в результаті проведених досліджень і виконаного аналізу отримані залежності, які дозволяють підвищити точність методики теплового розрахунку витих теплообмінників, розташованих у кільцевих каналах.

ВИКОРИСТАНІ ДЖЕРЕЛА

1. Дилевская Е.В. *Криогенные микротеплообменники*. Москва, Машиностроение, 1978.
2. Jinxing Wu, Jinyuan Zhao et al. Method and Software development for the spiral-wound heat exchanger with bilateral phase change. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 166, 114674.
3. Hossein Moradi, Amirhossein Bagheri et al. Experimental investigation on the thermal and entropic behavior of a vertical helical tube with none-boiling upward air-water two-phase flow. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 157, 113621.
4. Jinxing Wu, Shaolin Liu et al. Process calculation method and optimization of the spiral-wound heat exchanger with bilateral phase change. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 134, p. 360–368.
5. Simin Wang, Guanping Jian, Juan Xiao, Zaoxiao Zhang Optimization investigation on configuration parameters of spiral-wound heat exchanger using Genetic Aggregation response surface and Multi-Objective Genetic Algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 119, p. 603–609.
6. Pis'mennyi E., Polupan G., Carvajal-Mariscal I. et al. *Handbook for Transversely Finned Tube Heat Exchanger Design*, Academic Press, 2016, 188 p.

V. O. Tuz, N. L. Lebed, Y. E. Trokoz, M. P. Lytvynenko

Heat transfer and hydrodynamics in micro heat exchangers

The paper presents the research results on convective heat transfer when the working fluid washes over the external surface of the twisted heat exchanger placed inside the annular channel, as well as the analysis of the hydrodynamics of twisted heat exchangers. The authors determine the factors that have the greatest effect on the intensity of the processes and obtain the dependences for determining the length of the initial thermal section and hydraulic distribution.

Keywords: twisted heat exchanger, convective heat transfer in annular channels, swirling flows, thermohydraulic distribution.