Устаткування та прилади

УДК 536.24

DOI: 10.33070/etars.4.2021.07

Туз В.О., докт. техн. наук, проф., ORCID: 0000-0002-4691-4890,**Лебедь Н.Л.**, канд. техн. наук, ORCID: 0000-0002-2194-4911**Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ***пр-кт Перемоги, 37, 03056 Київ, Україна, e-mail: valeriituz56@gmail.com*

Теплогідравлічні розвірки у витих мікротеплообмінниках, розташованих в кільцевих каналах

Можливість компенсації температурних та механічних напружень завдяки витій конструкції забезпечує довготривалу та безаварійну роботу обладнання. Для зменшення масогабаритних характеристик теплообмінних пристроїв використовуються оребрення та багатозахідність трубного пучка, що значно ускладнює методику розрахунку обладнання. Основна особливість закручених потоків полягає у наявності радіального та осьового градієнтів тиску. При закрутці парових або газових потоків швидкість біля стінки значно перевищує середні витратні значення, а біля осі, навпаки, вона значно зменшується й може приймати в деяких випадках від'ємні значення. При течії рідини біля осі тиск значно падає, що може спричинити її закипання. Значні радіальні градієнти осьової та обертальної швидкості, статичного тиску сприяють виникненню турбулентних пульсацій. Враховуючи, що потік теплоносія рухається по гвинтовій лінії, у пристінній області течія подібна обтіканню вигнутої поверхні. У роботі проведено аналіз впливу геометрії пучка витого теплообмінника на величини гідравлічних розвірок, виконано аналіз основних складових втрат тиску у теплообміннику, що дало можливість спростити методику гідравлічного розрахунку багатозахідного витого теплообмінника. При розв'язанні зовнішньої задачі теплообміну та гідродинаміки витого теплообмінника визначено вплив основних чинників та взаємозв'язок параметрів теплоносія та робочого тіла на величини теплогідравлічних розвірок. Отримано залежності для визначення геометричних характеристик трубок з різними діаметрами навивки, а також залежність, яка дає можливість визначити гідравлічні розвірки в окремих трубках, у шарах трубного пучка. Використання отриманих результатів дасть можливість підвищити точність методики теплового розрахунку. Запропоновано способи зменшення гідравлічних розвірок витих теплообмінників шляхом їх секціювання. *Бібл. 12, рис. 1.*

Ключові слова: витий теплообмінник, закручені потоки, теплогідравлічна розвірка.

Кріогенні установки, які працюють за циклом Джоуля-Томсона, знайшли широке застосування в енергетиці, медицині, радіоелектронній техніці завдяки відносно простій конструкції основних елементів, низьким експлуатаційним витратам, надійності та великому ресурсу роботи. У значній мірі ефективність установки залежить від її схемного рішення, а також від конструкції рекуперативного теплообмінного апарату.

Мініатюризація елемента, який необхідно охолоджувати, приводить до необхідності використовувати теплообмінне обладнання малих або навіть мікророзмірів. Чіткого критерію класифікації за геометричними характеристиками теплообмінного обладнання не існує. Аналізуючи конструкції кріогенних установок [1, 2], можливо зробити висновок, що найбільше поширеними в їх схемах є теплообмінники, які виготовлені з мідних трубок діаметром $d_{зов} = 0,5\text{--}3$ мм та товщиною стінки $\delta_c = 0,1\text{--}0,5$ мм. Трубка може бути гладка або оребрена [3, 4]. Оребрення виконується навивкою мідного дроту діаметром $d_{др} = 0,2\text{--}0,3$ мм або стрічки товщиною $\delta_{ст} = 0,1\text{--}0,2$ мм. Оребрення припаюється до основи або щільно намотується. Для забезпечення компактності теплообмінник виготовляється у вигляді трубного пучка витой форми, який розміщений у циліндричному корпусі з аксіально розташованим суцільним сердечником або без нього. Крім того, для збільшення питомої поверхні теплообміну в одиниці об'єму теплообмінника він виконується багатозахідним (кількість заходів може змінюватися в діапазоні Z_s від 1 до 8 та більше) [5, 6], а також одно- й багат шаровим [7, 8]. Типова конструкція витого двохзахідного, тришарового, виконаного з оребреної трубки мікротеплообмінника наведена на рис. 1.

У літературі представлена значна кількість робіт, присвячених дослідженню процесів теплообміну та гідродинаміки витих теплообмінників типу Хемпсона [2, 4–6]. Основною метою багатьох досліджень було визначення впливу теплофізичних властивостей теплоносія, його режимних параметрів та геометричних характеристик поверхні на теплообмін та гідродинаміку. На підставі результатів досліджень виконувалася оптимізація конструкції та наводилися емпіричні залежності для розрахунку її параметрів. Аналіз представлених емпіричних залежностей не дає остаточної відповіді стосовно розробки узагальненої методики розрахунку мікротеплообмінників типу Хемпсона, які використовуються у кріо-

Рис. 1. Вигляд двохзахідного тришарового витого теплообмінника.

Fig. 1. Two-turn three-layer twisted heat exchanger.

генних установках.

Класичний підхід до рішення задачі теплообміну в рекуперативних апаратах передбачає спочатку розв'язання гідравлічної задачі. У випадку, що розглядається, вона поділяється на внутрішню (у трубах) та зовнішню (при русі теплоносія вздовж трубного пучка). Метою будь-якої гідродинамічної задачі є визначення умов формування пограничного шару, профілю швидкості та режиму течії, а також втрат тиску в результаті руху теплоносія.

Гідродинаміка течії у витих теплообмінниках типу Хемпсона

Як наголошувалося вище, конструктивно теплообмінник виконується у вигляді витой поверхні з труб малого діаметру. Схема руху теплоносіїв зазвичай протитокова для трубної поверхні, виготовленої з паралельно включених труб, які об'єднані колекторами, або змішана, що характерно для багатошарових конструкцій, виготовлених з однієї суцільної трубки, яка навивається у декілька шарів з різними діаметрами навивки і розташовується у корпусі фіксованої довжини.

У загальному випадку втрата тиску у будь-якій гідродинамічній системі визначається так:

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м} + \Delta P_{нів} + \Delta P_{пр} + \Delta P_{кол}, \quad (1)$$

де $\Delta P_{тр}$ — втрата тиску внаслідок дії сили тертя, Па; $\Delta P_{м}$ — втрата тиску на місцевих опорах, Па; $\Delta P_{нів}$ — втрата тиску від нівелірної складової, Па; $\Delta P_{пр}$ — втрата тиску на прискорення потоку, Па; $\Delta P_{кол}$ — сумарна зміна статичного тиску в колекторах, Па.

Виконаємо аналіз внеску складових загальної втрати тиску, які входять до рівняння (1).

Втрати тиску від тертя визначаються у залежності від режиму течії теплоносія, його теплофізичних властивостей, конструктивних характеристик теплообмінника (діаметра труби або корпусу, довжини труби), коефіцієнта тертя та масової витрати. Для ізотермічної течії однофазного теплоносія:

— при ламінарному режимі руху теплоносія визначається з використанням залежності Блазіуса:

$$\Delta P_{тр} = 64 / Re; \quad (2)$$

— при турбулентному режимі руху теплоносія визначається з використанням залежності Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta P_{тр} = \lambda \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{(w \cdot \rho)^2}{2 \cdot \rho} = \lambda_0 \cdot \ell \cdot \frac{(w \cdot \rho)^2}{2 \cdot \rho}, \quad (3)$$

де λ , λ_0 — коефіцієнти тертя.

Втрата тиску на місцевих опорах:

$$\Delta P_{м} = \sum_{i=1}^n \left[\xi_{m_i} \cdot \frac{(w \cdot \rho)^2}{2 \cdot \rho} \right]. \quad (4)$$

Нівелірний напір для поверхонь нагріву, в яких рух теплоносія здійснюється примусово, визначається як різниця гідростатичного тиску між роздаючим та збираючим колекторами, висота між якими H , м. У роботі [9] рекомендується розрахунок нівелірного напору виконувати, використовуючи рівняння:

$$\Delta P_{нів} = \pm g \cdot H \cdot \bar{\rho}. \quad (5)$$

Площа теплообмінника й, відповідно, його довжина залежать від теплової потужності кріогенної установки, а орієнтація у просторі може бути довільною, тому визначення та урахування втрати тиску від нівелірної складової необхідно виконувати, враховуючи особливості кожного

окремого випадку. Для мікротеплообмінників висота між осями колекторів не перевищує 0,1–0,2 м. На підставі наведеного, нівелірну складову можливо виключити з розгляду.

Втрати тиску на прискорення теплоносія виникають внаслідок різниці кількості руху теплоносія у кінці та на початку теплообмінника.

Кількість руху визначається так:

$$m \cdot w = w_m^2 / \bar{\rho}, \quad (6)$$

де w_m — масова швидкість, кг/с.

На підставі наведеного, втрата тиску на прискорення теплоносія:

$$\Delta P_{пр} = w_m^2 (1 / \bar{\rho}_к - 1 / \bar{\rho}_п), \quad (7)$$

де $\bar{\rho}_к$, $\bar{\rho}_п$ — середня густина теплоносія при кінцевій та початковій ентальпії, кг/м³.

Втрати тиску на прискорення теплоносія, які визначаються за рівнянням (7), у нормативному методі [9] рекомендується використовувати при визначенні гідродинамічних характеристик тільки при надкритичних параметрах та густині теплового потоку $q > 230$ кВт/м². Таким чином, при параметрах теплоносія, характерних для роботи кріогенних установок, втрати тиску на прискорення теплоносія можливо не враховувати.

Виникнення колекторного ефекту пов'язано зі зміною статичного тиску вздовж осі колектора. При визначенні втрат тиску від колекторного ефекту необхідно враховувати геометрію колектора, кількість під'єднаних труб, масову витрату теплоносія та схему під'єднання колекторів (осьову, радіальну, з однієї чи з обох сторін та ін.). У [9] наведено методику розрахунку втрат тиску від колекторного ефекту в роздаючих та збираючих колекторах при П-подібному, Z-подібному та радіальному підведенні теплоносія у колектор. При значній швидкості зміни статичного тиску по довжині колектора ці втрати необхідно враховувати при визначенні загальної величини втрати тиску. Але, коли площа перерізу колектора значно більше загальної площі перерізу теплообмінних труб та схема підведення до колектора теплоносія сприяє вирівнюванню статичного тиску по осі, цей ефект можливо не враховувати. В іншому випадку колекторний ефект може стати джерелом виникнення гідравлічної розвірки. Для її визначення необхідно знати функцію зміни тиску по довжині колектора [10]:

$$\Delta P_x = \Delta P_\kappa \cdot \left[2 \cdot \frac{x}{\ell} - \left(\frac{x}{\ell} \right)^2 \right]. \quad (8)$$

Наведений аналіз складових, які входять до рівняння (1), дає можливість зробити висновок, що для оцінки впливу на теплообмін гідравлічних розвірок, які виникають при русі теплоносіїв у рекуперативному теплообмінному апараті типу Хемпсона, необхідно визначити основні види втрати тиску (внаслідок дії сили тертя, місцевих опорів, колекторного ефекту) з урахуванням конструкції теплообмінника, масових витрат теплоносіїв для внутрішньої та зовнішньої поверхні.

Для визначення впливу наведених факторів на виникнення теплогідравлічних розвірок проаналізуємо конструкцію теплообмінного апарату, який представлений на рис. 1.

Аналіз геометричних характеристик витих теплообмінників

Зображений на рис. 1 рекуперативний теплообмінний апарат типу Хемпсона входить до складу автономної кріохірургічної установки «Дніпро-кріо 118» виробництва ТОВ НВТ «МТО-Дніпро» (м. Київ). Цей виробник є одним із світових лідерів по розробці та виготовленню кріогенної техніки, яка використовує сумішеві теплоносії для потреб медицини та інших галузей.

Теплообмінний апарат виготовлений з оребреної мідної трубки діаметром $d_{mp} = 1$ мм та товщиною стінки $\delta_{ст} = 0,1$ мм, яка навіта на внутрішню циліндричну поверхню корпусу у три шари. Оребрення виконується намотуванням на основну трубку мідного дроту діаметром $d_{др} = 0,2$ мм. Загальна кількість трубок становить 6 шт., по 2 трубки на кожний шар, тобто заходність кожного шару становить $Z_{зах} = 2$. Кути намотування для кожного шару виконуються однаковими. Відстань між шарами навивки однакова та становить між осями труб S_2 , а відстань від осі трубки до внутрішньої та зовнішньої поверхні корпусу теплообмінника $\delta_\kappa = S_2/2$.

Враховуючи, що кут намотування усіх трубок у трьох шарах зберігався однаковим, довжина трубок кожного шару є різною.

При збереженні крокових характеристик трубного пучка: поздовжнього кроку $S_1 = const$ та поперечного $S_2 = const$ — діаметр навивки будь-якого шару визначається так:

$$d_{iш} = D_{квн} + (2 \cdot n_{iш} - 1) \cdot S_2, \quad (9)$$

де $n_{iш}$ — порядковий номер шару.

Середню довжину трубок пучка можливо визначити, використовуючи результати інтегрального теплового розрахунку, методика якого основана на спільному рішенні рівнянь теплового балансу для теплоносія, який рухається у трубах та зовні теплообмінної поверхні, та рівняння теплопередачі з відповідними умовами однозначності.

Середня довжина трубок теплообмінника становить:

$$\bar{\ell}_{mp} = \frac{F_{mo}}{\pi \cdot n_{ш} \cdot Z_{зах} \cdot d_{mp}}, \quad (10)$$

де F_{mo} — площа теплообміну, m^2 , $n_{ш}$ — прийнята кількість шарів витого теплообмінника, шт., $Z_{зах}$ — кількість трубок, з яких утворюється шар, або кількість заходів трубок шару, м.

При навивці трубок з постійним кутом ϕ забезпечується постійними значення поздовжнього кроку S_1 . Довжина витка середнього шару визначається так:

$$\bar{\ell}_{витка} = \frac{\pi \cdot [D_{квн} + (2 \cdot n_{срш} - 1) \cdot S_2]}{\cos \phi}, \quad (11)$$

де $n_{срш}$ — порядковий номер середнього шару теплообмінника.

Визначивши середню довжину труби (10) й довжину витка (11), визначимо кількість витків:

$$Z_{срш} = \frac{\bar{\ell}_{mp}}{\bar{\ell}_{витка}}. \quad (12)$$

Отримана кількість витків для середнього шару при однакових кроку S_1 та куті намотування ϕ однакова для усіх шарів теплообмінника. Різниця довжини витка трубки сусідніх шарів теплообмінника визначається так:

$$\begin{aligned} \Delta \ell_\epsilon &= \bar{\ell}_{\epsilon iш} - \bar{\ell}_{\epsilon (i-1)ш} = \bar{\ell}_{\epsilon (i+1)ш} - \bar{\ell}_{\epsilon iш} = \\ &= \frac{2 \cdot \pi}{\cos \phi} \cdot S_2. \end{aligned} \quad (13)$$

Таким чином, трубки, з яких намотуються шари теплообмінника, мають різну довжину. Ця різниця між сусідніми шарами у порівнянні з середнім значенням довжини становить:

$$\ell_{iш} = \bar{\ell}_{mp} \pm \Delta\ell_{mpш} = \bar{\ell}_{mp} \pm \frac{2 \cdot \pi}{\cos \varphi} \cdot S_2 \cdot z_s, \quad (14)$$

де «+» — для шару з більшим діаметром навивки у порівнянні з середнім; «-» — з меншим.

Для теплообмінника, який розглядається, відмінність довжини трубок сусідніх шарів у порівнянні з середнім значенням складає приблизно $\Delta\ell_s = \pm 16,7 \%$.

Крім того, розглядаючи гідродинаміку при русі теплоносія вздовж зовнішньої поверхні трубного пучка, можливо відмітити ще одне джерело виникнення гідравлічних розвірок. Якщо прийняти, що на вході у багатшаровий пучок витих труб швидкості теплоносія у перерізі кільцевого зазору між внутрішнім діаметром корпусу $d_{к.вн}$ та зовнішнім діаметром суцільного сердечника $d_{с.зов}$ однакові, то далі вони будуть змінюватися у залежності від режиму течії та геометрії теплообмінника.

Умовно поділимо переріз витого трубного пучка на кільця, границі яких проходять по середині між шарами навивки. Захарщення кожного кільця теплообмінними трубами однакове й залежить від кута навивки φ та кількості трубок у шарі. Площа перерізу трубки представляє собою еліпс з малою віссю, яка дорівнює d_{mp} , а величина великої осі залежить від кута навивки.

Площа для проходження рідини:

$$F_{ж\kappa_i} = F_{\kappa_i} - F'_{mp} \cdot z_{зах}, \quad (15)$$

де F_{κ_i} — площа кільця, m^2 ; F'_{mp} — площа перерізу трубки, m^2 ; d'_{mp} — велика вісь еліпса, m :

$$F_{\kappa_i} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\kappa_i}^2 - d_{\kappa_{(i-1)}}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot \left[(d_{ш_i} + S_2)^2 - (d_{ш_i} - S_2)^2 \right];$$

$$F'_{mp} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{mp} \cdot d'_{mp}).$$

Таким чином, живий переріз кільця теплообмінника збільшується пропорційно квадрату поперечного кроку шарів трубного пучка S_2 .

Гідравлічні розвірки витих поверхонь нагріву

Наведений вище аналіз складових втрат тиску можливо використовувати для будь-якої конструкції теплообмінного апарату, але детальний аналіз гідродинаміки витих теплообмінників показав, що на процес може суттєво вплинути поява відцентрових сил, що виникають як всередині, так і зовні теплообмінної поверхні.

Основна особливість закручених потоків полягає у наявності радіального та осьового градієнтів тиску. При закрутці парових або газових потоків швидкість у стінки значно перевищує середні витратні значення, а у осі, навпаки, вона значно зменшується й може приймати у деяких випадках від'ємні значення. При течії рідини біля осі тиск значно падає, що може спричинити її закипання. Значні радіальні градієнти осьової та обертальної швидкості та статичного тиску сприяють виникненню турбулентних пульсацій. Потік теплоносія рухається по гвинтовій лінії, тому у пристінній області течія подібна обтіканню вигнутої поверхні. Таким чином, теплообмінні процеси посилюються, а безпосередньо біля поверхні виникають вихори Тейлора-Гертлера, осі яких співпадають з вектором сумарної швидкості [11].

При закрутці потоку зовнішніми пристроями у трубі виділяють ділянки, які відрізняються між собою величиною швидкості. Для випадку течії всередині трубок витой поверхні гідродинаміка буде відповідати основній ділянці, для якої характерна незалежність від початкових умов. Завдяки дифузії та дисипації енергії сформується течія зі стабільною структурою в будь-якому перерізі трубки. Структура потоку визначається режимом течії та параметром крутки Φ , який залежить від радіуса витка шару теплообмінника:

$$\Phi = \frac{\omega_0 \cdot d_{ш_i}}{4 \cdot \bar{w}}, \quad (16)$$

де ω_0 — кутова швидкість, $рад/с$.

На відміну від внутрішньої задачі, течію теплоносія у міжтрубному просторі за наявності зазорів між корпусом та шарами витой поверхні можна розглядати як випадок з частковою закрутою потоку. Структура потоку у витому пучку дуже складна та залежить у значній мірі від па-

раметра крутки Φ (кута навивки ϕ) та величини зазору між шарами й крайніми шарами та корпусом теплообмінника.

З певним допущенням можливо розглядати результати дослідження, представлені у [11], які визначили, що збільшення зазору $d_z = S_2 - d_{mp}$ приводить до значного зменшення коефіцієнта гідравлічного опору. Це пов'язано з перерозподілом витрати теплоносія, частина якого рухається вздовж витієї поверхні, а друга — у зазорі між шарами навивки та у зазорах між крайніми витками та корпусом. Аналіз експериментальних робіт, присвячених дослідженню гідравлічних характеристик труб із завихрювачами, свідчить, що коефіцієнт гідравлічного опору у таких трубах значно вище, ніж у гладких, та визначається розмірами кроку S , висоти h або діаметра [11]. Крім того, додатково у рівняння (1) для урахування впливу відцентрованих сил необхідно внести втрати тиску $P_{відц}$.

Таким чином, можливо зробити висновок, що гідродинаміка процесу руху теплоносія всередині та зовні трубного пучка витого рекуперативного теплообмінника кріогенної установки залежить як від режимних факторів, так і від особливостей конструкції. Аналіз наведених факторів свідчить про необхідність визначення та урахування гідравлічних розвірок, які є джерелом теплових розвірок [12].

Враховуючи, що всі труби витого пучка теплообмінника під'єднуються до одних і тих самих роздаючих та збираючих колекторів, перепади тисків у кожній трубці будуть однакові, у тому числі у розвірених.

На підставі наведеного, загальна втрата тиску у витому теплообміннику визначається таким чином:

$$\Delta \bar{P}_{тер} + \Delta \bar{P}_{нів} + \Delta \bar{P}_{кол} + \Delta \bar{P}_{відц} =$$

$$= \Delta P_{тер\ mp(u)} + \Delta P_{нів\ mp(u)} + \Delta P_{кол\ mp(u)} + \Delta P_{відц\ mp(u)}, \quad (17)$$

$$\Delta \bar{P}_{тер}, \Delta \bar{P}_{нів}, \Delta \bar{P}_{кол}, \Delta \bar{P}_{відц}, \Delta P_{тер\ mp(u)}, \Delta P_{нів\ mp(u)}, \Delta P_{кол\ mp(u)}, \Delta P_{відц\ mp(u)}$$

де

— гідравлічний опір тертя та місцевих опорів, нівелірної складової, колекторного ефекту та дії відцентрових сил середнього шару пучка теплообмінника та розвірених труб (шарів труб).

Згідно визначення, гідравлічна розвірка — це відношення масової витрати теплоносія через розвірену трубу або шар до середньої масової витрати через витий теплообмінник [9, 12]:

$$\rho_z = \frac{(w \cdot \rho)_{mp(u)}}{(\bar{w} \cdot \rho)}. \quad (18)$$

З рівняння (17) гідравлічний опір розвіреної труби визначається так:

$$\Delta P_{зідр\ mp} = \Delta \bar{P}_{тер} + \Delta \bar{P}_{нів} + \Delta \bar{P}_{кол} + \Delta \bar{P}_{відц} - \Delta P_{тер\ mp(u)} - \Delta P_{нів\ mp(u)} - \Delta P_{кол\ mp(u)} - \Delta P_{відц\ mp(u)}. \quad (19)$$

Очевидно, що для витого теплообмінника втрата тиску від нівелірної складової для середньої та розвіреної труб буде мати однакове значення:

$$\Delta \bar{P}_{нів} = \Delta P_{нів\ mp(u)}. \quad (20)$$

Отже, остаточно гідравлічна розвірка визначається для течії теплоносія всередині труб та при русі вздовж зовнішньої поверхні трубного пучка (формула (21)):

$$\rho_z = \sqrt{\frac{\rho_{mp(u)}}{\bar{\rho}} \cdot \frac{\bar{z}}{z_{mp(u)}} \cdot \left\{ 1 + \frac{\left[\Delta \bar{P}_{кол} - \Delta P_{кол\ mp(u)} \right] + \left[\Delta \bar{P}_{відц} - \Delta P_{відц\ mp(u)} \right]}{\bar{z} \cdot \frac{(\bar{w} \cdot \rho)}{2 \cdot \bar{\rho}}} \right\}}, \quad (21)$$

де $\bar{z}$, $z_{mp(u)}$ — коефіцієнти опору для середньої розвіреної труби та шару теплообмінної поверхні:

$$\bar{z} = \bar{\xi}_{вх} + \bar{\xi}_{вих} + \bar{\ell} \cdot \lambda_0 + \sum \bar{\xi}_m + \sum \bar{\xi}_{відц};$$

$$z_{mp(u)} = \xi_{вх\ mp(u)} + \xi_{вих\ mp(u)} + \ell_{mp(u)} \cdot \lambda_0 + \sum \bar{\xi}_m + \sum \bar{\xi}_{відц}.$$

Виникнення гідравлічних розвірок приводить до появи теплових розвірок, коли частина труб або шарів витої поверхні нагріву працює у різних гідравлічних умовах, що погіршує загальну інтенсивність теплообміну.

Дієвим способом покращення умов роботи витого теплообмінника при значній площі теплообміну та довжині труби є виготовлення теплообмінника з послідовно з'єднаних модулів, у проміжних колекторах якого відбуватиметься перемішування теплоносія і, таким чином, вирівнювання його ентальпії. Недоліком такого методу є зростання загальної величини втрати тиску від місцевих опорів через збільшення кількості модулів.

Висновки

Перспективність застосування витих теплообмінників типу Хемпсона практично доведена їх широким використанням у криогенних установках. Компактність, значна інтенсифікація теплообміну за рахунок закручування потоку теплоносія як всередині, так і при русі вздовж поверхні трубного пучка, ефективна компенсація внутрішніх напружень свідчать про значні переваги таких теплообмінників у порівнянні з відомими конструкціями. Основним недоліком витих теплообмінників є виникнення гідравлічних розвірок як в окремих трубках, так і у шарах теплообмінної поверхні та, як наслідок, нерівномірної інтенсивності тепловіддачі.

У результаті проведеного аналізу була отримана залежність, яка дає можливість визначити гідравлічні розвірки в окремих трубках та у шарах трубного пучка.

Застосування отриманих результатів дає можливість підвищити точність методики теплового розрахунку витих теплообмінників.

Список літератури

1. Hui Genga, Xiaoyu Cuia, Jianhua Wengb, Hailong Shea, Wenqing Wang. Review of experimental research on Joule-Thomson cryogenic refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*. 2019. 157. 113640. — <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.050>
2. Дилевская Е.В. Криогенные микротеплообмен-

ники. М. : Машиностроение, 1978. 165 с.

3. Davood Majidi, Hashem Alighardashi, Fatola Farhadi. Experimental studies of heat transfer of air in a double-pipe helical heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2018. 133. pp. 276–282. — <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.057>

4. Juan Duan, Yongliang Xiong, Dan Yang. Study on the effect of multiple spiral fins for improved phase change process. *Applied Thermal Engineering*. 2020. 169. 114966. — <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.114966>

5. Jinxing Wu, Jinyuan Zhao, Xuezhen Sun, Shaolin Liu, Mingqiang Wang. Design Method and Software Development for the Spiral-Wound Heat Exchanger with Bilateral Phase Change. *Applied Thermal Engineering*. 2019. 166. 114674. — <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114674>

6. Hossein Moradi, Amirhossein Bagheri, Maziar Shafaei, Saleh Khorasani. 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. 157. 113621. — <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.031>

7. Jinxing Wu, Shaolin Liu, Mingqiang Wang. Design Process calculation method and optimization of the spiral-wound heat exchanger with bilateral phase change. *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 134. pp. 360–368. — <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.128>

8. 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. 119. pp. 603–609. — <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.100>

9. Балдина, О.М., Локшин В.А., Петерсон Д.Ф., Семеновкер И.Е., Шварц А.Л. Гидравлический расчёт котельных агрегатов (Нормативный метод). М. : Энергия, 1978. 256 с.

10. Лебедев И.К. Гидродинамика паровых котлов : Учеб. пособие для вузов. М. : Энергоатомиздат, 1987. 240 с.

11. Халатов А.А., Авраменко А.А., Шевчук И.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Киев : Випол, 1999. Т. 3. 476 с.

12. Eugent Pis'mennyi, Georgiy Polupan, Ignacio Carvajal-Mariscal, Florencio Sanchez-Silva and Igor Pioro. Handbook for Transversely Finned Tube Heat Exchanger Design. Academic Press, 2016. 188 p. — <https://doi.org/10.1016/C2014-0-02659-7>

Надійшла до редакції 13.11.2021

Туз В.Е., докт. техн. наук, проф., ORCID: 0000-0002-4691-4890,

Лебедь Н.Л., канд. техн. наук, ORCID: 0000-0002-2194-4911

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», Киев

пр-кт Перемоги, 37, 03056 Київ, Україна, e-mail: valeriituz56@gmail.com

Теплогидравлические разверки в витых микротеплообменниках, расположенных в кольцевых каналах

Возможность компенсации температурных и механических напряжений благодаря витой конструкции обеспечивает длительную и безаварийную работу оборудования. Для уменьшения массогабаритных характеристик теплообменных устройств используются оребрение и многозаходность трубного пучка, что значительно усложняет методику расчета оборудования. Основная особенность закрученных потоков заключается в наличии радиального и осевого градиентов давления. При закрутке паровых или газовых потоков скорость у стенки значительно превышает средние расходные значения, а у оси, напротив, она значительно уменьшается и может принимать в некоторых случаях отрицательные значения. При течении жидкости у оси давление значительно падает, что может вызвать ее закипание. Значительные радиальные градиенты осевой и угловая скорости, статического давления способствуют возникновению турбулентных пульсаций. Учитывая, что поток теплоносителя движется по винтовой линии, в пристенной области течение подобно обтеканию изогнутой поверхности. В работе представлен анализ влияния геометрии пучка витого теплообменника на величины гидравлических разверток, выполнен анализ основных составляющих потерь давления в теплообменнике, что позволило упростить методику гидравлического расчета многозаходного витого теплообменника. При решении внешней задачи теплообмена и гидродинамики витого теплообменника определено влияние основных факторов и взаимосвязь параметров теплоносителя и рабочего тела на величины теплогидравлических разверток. Получены зависимости для определения геометрических характеристик трубок с разными диаметрами навивки, а также зависимость, позволяющая определить гидравлические разверки в отдельных трубках, в слоях трубного пучка. Использование полученных результатов позволит повысить точность методики теплового расчета. Предложены способы уменьшения гидравлических разверток витых теплообменников вследствие их секционирования. *Библ. 12, рис. 1.*

Ключевые слова: витой теплообменник, закрученные потоки, теплогидравлическая разверка.

Tuz V. O., Doctor of Technical Sciences, Professor,

ORCID: 0000-0002-4691-4890,

Lebed N. L., Candidate of Technical Sciences, ORCID: 0000-0002-2194-4911

National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv

37, Peremohy Ave., 03056 Kyiv, Ukraine, e-mail: valeriituz56@gmail.com

Thermohydraulic Distribution in Twisted Micro Heat Exchangers Mounted in Annular Channels

The design of twisted heat exchangers provides a possibility to compensate for temperature and mechanical stresses thus ensuring continuous and failsafe operation of the equipment. The

authors use fins and multiturn pipe bundles to reduce the mass and size characteristics of the heat exchangers. Such design significantly complicates the calculating method. The main aspect of swirling flows is the presence of radial and axial pressure gradients. When vapor or gas flows swirl, the flow velocity near the walls is much higher than the average values, while at the axis the flow is significantly slower and in some cases its values can become negative. The liquid flowing near the axis has a notably lower pressure, which can cause it to boil. Considerable radial gradients of axial and rotational speed, as well as static pressure contribute to turbulent pulsations. Given that the working fluid flows along a helical line, the flow in the near-wall area is similar to the flow around curved surfaces. The study analyses how the pipe bundle geometry impacts hydraulic distribution and scrutinizes the main components of pressure loss in the twisted heat exchanger. The analysis allowed simplifying the method of hydraulic calculation of the multiturn twisted heat exchanger. Solving the outer heat transfer and hydrodynamics problem for the twisted heat exchanger allowed determining the effect of the main factors and the relationship between the parameters of the coolant and the working mass on the distribution values. The paper presents the equations for determining geometry of the pipes with different coiling diameters, as well as the equation for finding hydraulic distribution in individual pipes in the layers of the pipe bundle. The obtained results can help increase the accuracy of thermal calculation. The authors propose to use sectioning of twisted heat exchangers as a way to reduce hydraulic distribution. *Bibl. 12, Fig. 1.*

Keywords: twisted heat exchanger, swirling flows, thermohydraulic distribution

References

1. Hui Genga, Xiaoyu Cuia, Jianhua Wengb, Hailong Shea, Wenqing Wang. Review of experimental research on Joule-Thomson cryogenic refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*. 2019. 157. 113640. — <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.050>
2. Dilevskaya Ye.V. Kriogennyye mikroteploobmenniki. [Cryogenic micro heat exchangers]. Moscow : Mashinostroyeniye, 1978. 165 p. (Rus.)
3. Davood Majidi, Hashem Alighardashi, Fatola Farhadi. Experimental studies of heat transfer of air in a double-pipe helical heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2018. 133. pp. 276–282. — <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.057>
4. Juan Duan, Yongliang Xiong, Dan Yang. Study on the effect of multiple spiral fins for improved phase change process. *Applied Thermal Engineering*. 2020. 169. 114966. — <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.114966>
5. Jinxing Wu, Jinyuan Zhao, Xuezhen Sun, Shaolin Liu, Mingqiang Wang. Design Method and Software Development for the Spiral-Wound Heat Exchanger with Bilateral Phase Change. *Applied Thermal Engineering*. 2019. 166. 114674. — <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114674>
6. Hossein Moradi, Amirhossein Bagheri, Maziar Shafae, Saleh Khorasani. 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. 157. 113621. — <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.031>
7. Jinxing Wu, Shaolin Liu, Mingqiang Wang. Design Process calculation method and optimization of the spiral-wound heat exchanger with bilateral phase change. *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 134. pp. 360–368. — <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.128>
8. 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. 119. pp. 603–609. — <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.100>
9. Baldina O.M., Lokshin V.A., Peterson D.F., Semenov I.E., Shvarts A.L. [Hydraulic calculation of boiler units (Standard method)]. Moscow : Energy, 1978, 256 p. (Rus.)
10. Lebedev I.K. [Hydrodynamics of steam boilers: Textbook. manual for universities]. Moscow : Energoatomizdat, 1987, 240 p. (Rus.)
11. Khalatov A.A., Avramenko A.A., Shevchuk I.V. Teploobmen i gidrodinamika v polyakh tsentrobezhnykh sil. [Heat transfer and hydrodynamics in centrifugal force field]. Kyiv : Vipol, 1999. Vol. 3. 476 p. (Rus.)
12. Eugent Pis'mennyi, Georgiy Polupan, Ignacio Carvajal-Mariscal, Florencio Sanchez-Silva and Igor Pioro. Handbook for Transversely Finned Tube Heat Exchanger Design. Academic Press, 2016. 188 p. — <https://doi.org/10.1016/C2014-0-02659-7>

Received November 13, 2021