

ТЕПЛООБМІН У ВИТИХ ТЕПЛООБМІННИКАХ ПРИ ЗМІНІ ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Стаття присвячена удосконаленню методики розрахунку теплообміну і аеродинаміки витих теплообмінників шляхом модифікації залежностей, які враховують конкретні умови експлуатації і дозволяють визначити конструктивні характеристики витих одношарових рекуперативних теплообмінників, що розташовані в кільцевих каналах в умовах часткового закручення потоку теплоносія. Для досягнення поставленої мети дослідження проведено фізичний експеримент на експериментальній установці, схема якої і методика проведення досліджень представлена у роботі.

Аналіз результатів експериментального дослідження процесів теплообміну при вимушеній конвекції газу в витому теплообміннику при ламінарному режимі руху теплоносія дозволив встановити залежність коефіцієнту тепловіддачі від основних геометричних характеристик теплообмінника, а також визначити поправки, які враховують вплив на інтенсивність теплообміну крокових характеристик трубного пучка і зазору між трубним пучком і корпусом теплообмінника. Отримані залежності дозволяють виконати оптимізацію геометричних характеристик витих теплообмінників, розташованих в кільцевих каналах для конкретних умов експлуатації.

Ключові слова: витий теплообмінник, частково закручені потоки, конвективний теплообмін у кільцевих каналах, геометричні характеристики витих теплообмінників.

Прийняті позначення

d, D - діаметр, мм;
L - довжина, мм;
S - крок;
t - температура, оС;
W - швидкість, м/с;
Z - західність;
 α - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);
 δ - товщина, мм;
 ε - поправка;
 φ - кут навивки, о (град);
 λ - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);
 ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, м²/с;
 ρ - густина, кг/м³;
 σ - безрозмірний крок

Прийняті числа подібності:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad \text{- число Нуссельта}$$

$$Re = \frac{W \cdot d}{\nu} \quad \text{- число Рейнольдса}$$

Прийняті нижні індекси:

max - максимальне значення
min - мінімальне значення
1 - поперечний
2 - повздовжній
вн - внутрішній
г - газ
з - зазор
і - номер шару навивки
е - еквівалентний
к - конвективний
кр - крокові характеристики
т - теплоносій
тр.п - трубний пучок
тр - труба
ш - шар навивки

Вступ

Удосконалення конструкції теплообмінних апаратів є одним з основних методів енергозбереження, підвищення техніко-економічних показників енергетичних установок і подовження безпечного періоду експлуатації. Виті теплообмінники відносяться до кожухотрубних рекуперативних апаратів. Вони знайшли широке застосування в технологічних процесах виробництва зріджених газів, на підприємствах нафтохімії та в енергетиці завдяки компактності, технологічності виготовлення і здатності до компенсації температурних напружень [1,2]. Висока ефективність витих теплообмінників пов'язана з гідродинамічними процесами в міжтрубному просторі. Виникнення вторинних течій, інтенсифікація теплообміну в кормовій частині труби пов'язано з закруткою потоку, що є наслідком дії відцентрових сил.

Не зважаючи на те, що гідродинаміці і теплообміну в витих теплообмінниках присвячена значна кількість робіт механізм течії і теплообмін досліджені недостатньо.

Найбільший інтерес представляє рішення зовнішньої задачі - теплообмін між робочим тілом і зовнішньою поверхнею трубного пучка. Це пов'язано з тим, що в залежності від величини зазору рух робочого тіла може змінюватись від повздовжнього, при умові коли зовнішній і внутрішній діаметр змійовика дорівнює діаметру корпусу і внутрішньої вставки, і до руху з частковою закруткою потоку, яка призводить до руйнування вихрової структури у кормовій частині труби і, таким чином, сприяє зростанню інтенсивності теплообміну.

Аналіз літературних даних, присвячених дослідженню теплообміну в витих теплообмінниках, не дає повної картини стосовно процесів теплообміну і аеродинамічного опору. Формування поля швидкості залежить не тільки від параметрів теплоносія але, в значній мірі, і від геометричних характеристик трубного пучка. Поєднання наведених факторів визначають ефективність теплообміну. Метою багатьох досліджень було визначення інтегральних характеристик процесів. У [3, 4, 5] представлені розрахункові формули для визначення коефіцієнтів тепловіддачі і аеродинамічного опору при обтіканні зовні трубного пучка, але діапазон їх застосування достатньо обмежений. Основною причиною, яка ускладнює виконання проектування установок, в склад яких включені виті теплообмінники, це відсутність комплексного підходу до вибору конфігурації трубчатої поверхні з урахуванням конкретних умов експлуатації, теплофізичних властивостей і параметрів теплоносіїв. Слід також відмітити, що однією з важливих причин, яка стримує застосування витих теплообмінних поверхонь у конструкціях теплообмінників, є відсутність надійних інженерних методик розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору.

Мета та завдання дослідження

Метою даної роботи є удосконалення методики розрахунку теплообміну витих теплообмінників шляхом модифікації розрахункових залежностей. Це можливо шляхом введення в них відповідних поправок, які враховують вплив геометричних характеристик трубного пучка на інтенсивність теплообміну. Для реалізації поставленої мети необхідно:

- провести експериментальне дослідження по визначенню впливу на інтенсивність теплообміну крокових характеристик пучка і зазорів між трубною поверхнею і корпусом теплообмінника;
- отримати у безрозмірному виді поправки, які враховують вплив геометричних характеристик витого теплообмінника на інтенсивність теплообміну при вимушеній конвекції в кільцевих каналах.

Характерні особливості конструкцій витих теплообмінників

Витий теплообмінник рекуперативного типу конструктивно виконується у вигляді витої 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 декількома шарами з різними діаметрами навивки і розташовується в корпусі фіксованої довжини. Для багатошарових одноходових конструкцій сусідні шари можуть мати протилежний або однаковий напрям навивання.

Основними перевагами конструкцій витих теплообмінників є компактність, можливість компенсації температурних напружень, значний термін експлуатації, інтенсифікація процесів теплообміну завдяки закрутці потоку.

При виборі конструкції витого теплообмінника необхідно враховувати вид теплоносія і робочого тіла, параметри (тиск і температуру, агрегатний стан), теплову потужність і гідравлічний опір. Для збільшення величини температурного напору зазвичай обирається протитокова схема руху теплоносія і робочого тіла.

До основних геометричних характеристик відносяться: площа теплообміну, діаметр труби, товщина стінки, довжина корпусу, діаметр корпусу внутрішній, діаметр внутрішньої вставки, відносний крок навивання теплообмінної поверхні, зазор між корпусом і теплообмінною поверхнею, кількість шарів, західність (кількість труб в одному шарі).

Витий теплообмінник має декілька конструктивних особливостей, які безпосередньо впливають на його техніко-економічні показники і пов'язані з умовами експлуатації. Тому виті теплообмінники поділяють на групи. До першої групи можливо віднести технологічні обмеження виготовлення, друга група визначає особливості конструкції, які обумовлені процесом, і третя група повинна враховувати специфіку гідродинаміки і теплообміну в апараті.

На відміну від традиційних рекуперативних колекторних трубчатих теплообмінників, в яких крокові характеристики визначаються з урахуванням міцності і забруднення поверхні при роботі на запылених теплоносіях, при проектуванні витих теплообмінників необхідно враховувати додатково західність, або кількість труб шару пучка, яка обмежується довжиною периметра колектора і кутом навивки труби. Ці характеристики пучка труб пов'язані між собою. Максимальна західність може бути досягнута:

$$Z_{\text{зах}}^{\text{max}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{тр.п}}}{S_1}, \quad (1)$$

де $D_{\text{тр.п}}$ – діаметр трубного пучка, м; S_1 – поперечний крок труб пучка.

В цьому випадку кут навивки φ становить 90° і пучок буде виконаний з прямих труб.

Максимальний кут навивки забезпечується тоді, коли труби в шарі безпосередньо знаходяться одна біля одної. Для такого випадку західність шару визначається:

$$Z_{\text{зах}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{тр.п}} \cdot \sin \varphi}{d_{\text{тр}}}, \quad (2)$$

де $d_{\text{тр}}$ – діаметр труби, м.

При мінімальному значенні кута навивки φ західність шару має мінімальне значення $Z_{\text{зах}}^{\text{min}} = 1$.

Аналіз відомих конструкцій витих теплообмінників типу Хемпсона [6], які знайшли широке застосування у криогенній техніці, свідчить, що характерним для таких конструкцій є багат шаровість (від 1 до 5 і більше) з однаковим або зустрічним напрямом витка. Крім того, кут навивки труб всіх шарів однаковий. Враховуючи цю обставину, довжина труб кожного шару є різною. Ця різниця між сусідніми шарами в порівнянні з середнім значенням довжини становить

$$\ell_{i\text{ш}} = \bar{\ell}_{\text{тр}} \pm \Delta \ell_{\text{трш}} = \bar{\ell}_{\text{тр}} \pm \frac{2 \cdot \pi}{\cos \varphi} \cdot S_2 \cdot Z, \quad (3)$$

де $\bar{\ell}_{\text{тр}}$ – середня довжина трубок теплообмінника, м; S_2 – повздовжній крок навивки; Z – західність; «+» - для шару з більшим діаметром навивки, у порівнянні з середнім, «-» - з меншим діаметром.

Геометрична відмінність труб різних шарів і площі вільного перерізу, в якому знаходиться шар, є причиною виникнення гідравлічної розвірки і, як наслідок, теплогідравлічної.

По визначенню, гідравлічна розвірка це відношення масової витрати теплоносія через розвірену трубу або шар $(W \cdot \rho)_{\text{тр}}$, до середньої масової витрати через витий теплообмінник $(\bar{W} \cdot \rho)$ [7]:

$$\rho_{\text{п}} = \frac{(W \cdot \rho)_{\text{тр}}}{(\bar{W} \cdot \rho)}. \quad (4)$$

Слід звернути увагу на те, що шари конструктивно розташовують з зазором δ_3 між поверхнею шару і корпусом, або без нього. Крім того, на осі витого теплообмінника можливе розташування направляючої циліндричної вставки.

Наведений аналіз зміни геометричних характеристик може істотно вплинути на гідродинаміку руху теплоносія в міжтрубному просторі і на техніко-економічні характеристики обладнання.

Бажання виконати максимально компактним витий теплообмінник приводить до зниження інтенсивності процесу теплообміну між теплоносієм і зовнішньою поверхнею трубного пучка. Зменшення зазору між корпусом, внутрішньою вставкою і витотою поверхнею або між шарами приводить до переходу від режиму з частковою закруткою потоку до поздовжнього руху по гвинтовій лінії в каналі, який утворюється сусідніми трубами. Виявити вплив крокових характеристик на процеси теплообміну в багат шарових конструкціях витих теплообмінників при наявності розвірок не можливо з достатньою точністю.

На підставі наведеного, проведення досліджень теплообміну з метою виявлення впливу геометричних характеристик витого пучка на інтенсивність процесу є актуальною задачею.

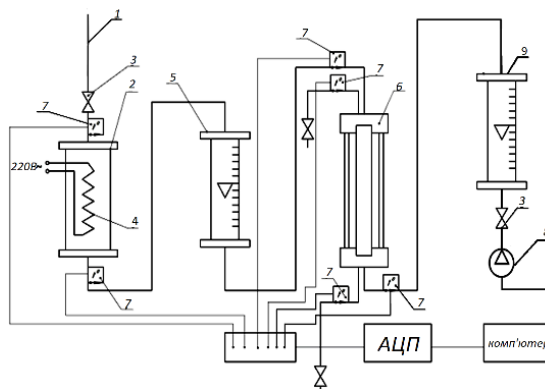
Експериментальний стенд і методика досліджень

Дослідження конвективного теплообміну і аеродинамічного опору витих теплообмінників розташованих в кільцевих каналах при поперечному їх обтіканні газовим потоком (рис. 1) здійснювалися на експериментальній установці, що представляла собою аеродинамічну трубу розімкнутого типу круглого перерізу (рис. 2), розміри якої складали: діаметр $D_{\text{вн}} = 38,5$ мм, довжиною каналу – $L = 1000$ мм.

Проточна частина (прямий канал), яка складалася з робочої і гідродинамічної стабілізуючої ділянок, призначеної для вирівнювання полів швидкості і статичного тиску. Стабілізаційна ділянка приєднувалась до камери термічної стабілізації, вимірювального вузла, який складався з двох ротаметрів типу РС-5 і одного типу РМ-7, вентилятора продуктивністю $100 \text{ м}^3/\text{год}$ і напором до $1,5 \text{ кПа}$.



Рисунок - 1 Виті теплообмінники. Вид загальний



1 – магістраль водопостачання; 2 – електронагрівач; 3 – запірна арматура; 4 – нагрівальний елемент; 5 – ротаметр по воді; 6 – дослідна ділянка; 7 – термомари; 8 – вентилятор;
9 – система ротаметрів по газу

Рисунок 2 - Схема експериментальної установки

Для створення кільцевого каналу в робочу ділянку встановлювалась на осі циліндрична вставка, яка мала конічні кінці. Максимальна швидкість у „живому” перерізі робочої ділянки змінювалась в діапазоні (0,68...12) м/с.

У стінки прямого каналу на відстані 0,25 м від переднього фланця перед зразком витого теплообмінника і на відстані 0,25 м від заднього фланця робочої ділянки впаяні штуцера діаметром 1,5 мм для відбору статичного тиску .

До складу експериментальної установки включені такі вимірювальні прилади:

- ротаметри типу РС-5 і РМ-7 для визначення об’ємної витрати повітря класом точності 1,0;
- мікроманометр типу ММН-240 для визначення перепаду статичного тиску труби при дослідженні аеродинамічного опору;
- для визначення тиску навколишнього середовища застосовувався барометр-анероїд типу БАММ класом точності 1,0;
- для виміру потужності нагрівача камери термостабілізації застосовувався ватметр типу Д529 класом точності 0,5;
- температура повітря на вході в експериментальну установку вимірювалась ртутним термометром з ціною поділки 0,1 °С;
- температурне поле визначалось за допомогою хромель-копелевих термопар (діаметр дроту 0,1 мм). Сигнали від термопар надсилались в аналогово-цифровий перетворювач І7018, підключений до комп’ютера, та автоматично записувались і виводилися на монітор.

Конструкція і характеристики досліджуваних витих теплообмінників

Для зменшення масогабаритних характеристик виті теплообмінники, які використовуються в кріогенній техніці, виготовляються в один або декілька шарів. Витий пучок розташовується в корпусі в кільцевому каналі між внутрішньою поверхнею корпусу і зовнішньою поверхнею циліндричної вставки. Як наголошувалось раніше, багатошаровість конструкції трубного пучка значно ускладнює методику розрахунку в наслідок виникнення розвірок. З метою зменшення впливу даного фактору дослідження проводились на одношаровій однозахідній конструкції витого теплообмінника. Теплообмінники виготовлялись з різними кутами навивання і зазорами між корпусом і поверхнею, виготовленої з мідної труби. Діаметр труби складав 2,7 мм.

Для визначення середньо-інтегральних характеристик інтенсивності теплообміну проводилось вимірювання температур на вході і виході взаємодіючих фаз (рідини і газового потоку) з витого теплообмінника за допомогою хромель-копелевих термопар, які встановлювались в гільзи виготовлених з мідної трубки діаметром 1,5 мм.

З метою визначення локальних характеристик процесу теплообміну проводилось вимірювання температурного поля в кільцевому зазорі між внутрішньою поверхнею прямої ділянки і циліндричною вставкою за допомогою зонда в якому розташовувалась термопара. Зонд вводився через задній фланець проти руху газового середовища.

Температура стінки витого теплообмінника вимірювалась хромель-копелевими термопарами діаметром дроту 0,1мм. Корольок термопари зачеканювався в стінку трубки, а місце розташування покривалось зовні термостійким лаком. Крок розташування термопар змінювався в залежності від координати перерізу, в якому проводилось вимірювання. На початковій ділянці витого теплообмінника термопари встановлювались на кожному витку, а потім крок розташування збільшувався до (3...10) витків. Виведення термопар з дослідного зразка витого теплообмінника проводилось через внутрішній простір циліндричної вставки.

На зовнішню поверхню корпусу прямої ділянки наносилась теплова ізоляція з пінополістіролу, який має коефіцієнт теплопровідності 0,01 Вт/(м·К). Для визначення теплового балансу дослідів і визначення теплових втрат в навколишнє середовище виконувалось вимірювання температури зовнішньої поверхні ізоляційного шару термопарами.

Дослідження теплообміну витих теплообмінників проводились при стаціонарних режимах. Досліди виконувалися тільки при нагріванні потоку тому, що в реалізованих режимних умовах величина коефіцієнта тепловіддачі практично не залежить від напрямку теплового потоку. У процесі проведення експериментів визначалися середні і локальні коефіцієнти тепловіддачі.

За визначальний розмір у числах Nu та Re приймався діаметр трубки витого теплообмінника $d_{тр}$. Теплофізичні параметри повітря λ , ν , що входять у вирази для чисел Nu і Re, відносилися до середньої температури повітря t_r .

Результати досліджень

При проектуванні теплообмінного обладнання необхідно передбачити використання тих чи інших методів інтенсифікації процесів. На практиці знайшло широке застосування закрутки потоку теплоносія. Особливістю закручених потоків є виникнення областей течії в яких відцентрові сили сприяють розвитку збурень або, навпаки, зменшують їх дію. Відцентрові сили, які виникають в закручених потоках під дією обертальної складової швидкості відтискають потік до стінки каналу, внаслідок чого відбувається перерозподіл осьової швидкості. Перебудова профіля осьової швидкості по довжині є причиною виникнення радіальної складової швидкості.

На практиці застосовуються способи повного або часткової закрутки потоку. Основною перевагою часткової закрутки потоку є вплив на процес формування пограничного шару без значного зростання аеродинамічного опору теплообмінника.

Часткова закрутка потоку можливо досягти використовуючи шнекові завихрювачі, які встановлюються з певним зазором від стінки, дотові завихрювачі, крім того, використовуються спіральні накатки, а також спіральне оребрення. Конструкція витого теплообмінника сама створює умови для закрутки потоку без застосування додаткових пристроїв.

Оцінити вплив закрутки потоку теплоносія на гідродинаміку і теплообмін можливо шляхом введення в рівняння подібності відповідних безрозмірних чисел. В [8] пропонується використовувати інтегральний параметр закручення Φ або відносні характеристики завихрювача.

При виборі оптимальної конструкції витого теплообмінника необхідно враховувати, що величина закручення потоку залежить як від кута навивки φ , так і від величини зазору δ_3 між поверхнею труби, корпусом і внутрішньою вставкою.

При проведенні експериментальних досліджень діапазон зміни крокових характеристик витого теплообмінника становив $S_2 = (2,7...13,5)$ мм, або в безрозмірних величинах $\sigma_2 = (1...6)$. Зазор змінювався $\delta_3 = (1...5)$ мм.

Крім геометричних характеристик визначальний вплив на інтенсивність теплообміну в витих теплообмінниках становлять режим течії, швидкість і теплофізичні властивості теплоносія. Аналіз параметрів, при яких експлуатуються рекуперативні теплообмінники кріогенних установок, свідчить що всередині трубною поверхні зазвичай реалізується турбулентний режим, а в міжтрубному просторі теплоносій рухається при ламінарному режимі. Для розрахунку теплообміну в середині труби можливо використовувати залежності [9]. Для зовнішньої задачі визначення впливу на інтенсивність теплообміну крокових характеристик і зазору між корпусом, трубним пучком і вставкою проводилось в діапазоні чисел

Re = 100...2100.

При проведенні досліджень для визначення впливу на інтенсивність теплообміну крокових характеристик теплообмінної поверхні довжина труби залишалась постійною. Швидкість теплоносія в міжтрубному просторі змінювалась в діапазоні $W = (0,68...10,58)$ м/с, а температура $t_r = (50...65)$ °С.

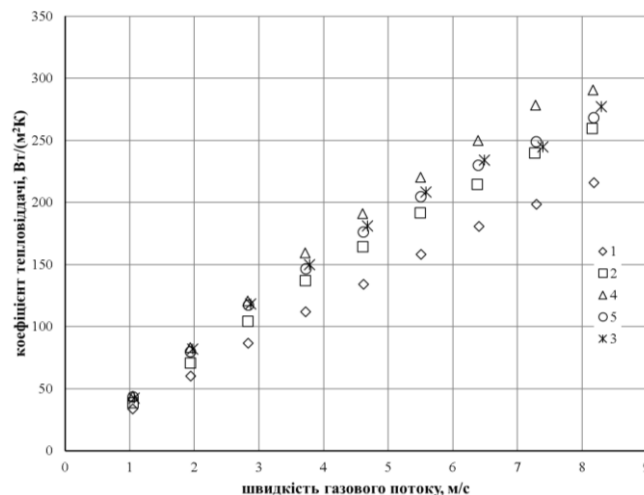
Результати досліджень, які представлені на рис. 3, свідчать, що збільшення відносного кроку σ_2 приводить до зростання коефіцієнту тепловіддачі на 16...18%. Найбільш суттєве зростання відбувається при зміні відносного кроку σ_2 від 1 до 3...4. Фізична сутність цього ефекту полягає у тому, що зростає доля кількості руху закрученого потоку. На процес формування пограничного шару, особливо в кормовій частині труби, впливає струмінь, який рухається вздовж труби. Наявність такого струменя впливає на утворення вихрової структури, зменшує долю поверхні труби, яка знаходиться під дією зворотної течії. Подальше збільшення значення відносного кроку σ_2 практично не впливає на процес теплообміну, а при значних температурах стінки труби інтенсивність тепловіддачі дещо знижується. Визначити вплив крокових характеристик трубного пучка на параметри процесу теплообміну в діапазоні досліджень зміни параметрів можливо за допомогою поправки:

$$\varepsilon_{кр} = -0,022 \cdot \sigma_2^2 + 0,192 \cdot \sigma_2 + \sigma^*,$$

$$\text{де } \sigma^* = 8,9 \cdot 10^{-4} \cdot \text{Re}^{0,885}. \quad 5)$$

Залежність отримана в діапазоні зміни Re = 200...1570 та $\sigma_2 = 1...6$.

Як і крокові характеристики трубного пучка, так і величина зазору між поверхнею труби, корпусом і внутрішньою вставкою приводить до перерозподілу між осьюовою і відцентровою кількості руху.



1 – відносний крок навивки $\sigma_2 = 1$; 2 – $\sigma_2 = 2$; 3 – $\sigma_2 = 3$; 4 – $\sigma_2 = 4$; 5 – $\sigma_2 = 6$

Рисунок 3 - Вплив на інтенсивність теплообміну швидкості газового потоку при різних відносних кроках навивки. Температура теплоносія 65°С

На рис. 4 представлена зміна інтенсивності теплообміну при вимушеній конвекції в витому теплообміннику, розташованому в кільцевому зазорі, при різних швидкостях газового потоку і температурах стінки. Результати досліджень показують, що зміна коефіцієнту тепловіддачі α в значній мірі залежить від зазору. Чим менше величина зазору тим більша частина газового потоку рухається між витками теплообмінника по гвинтовій лінії. Такі умови наближені до випадку повздовжнього руху в каналах довільної форми, що підтверджується експериментальними результатами при $\delta_3 = 1$ мм на рис.4. Пояснити це можливо тим, що незважаючи на покращення умов теплообміну в кормовій частині труби зростання товщини пограничного шару в лобовій частині пригнічує дію часткової закрутки потоку. Збільшення величини зазору δ_3 з 1мм до 1,6мм приводить до інтенсифікації процесу приблизно на 40% у всьому діапазоні швидкостей газового потоку. Подальше збільшення величини зазору уповільнює цей ефект, але гідродинамічний опір витого теплообмінника може значно зменшитись [9]. На підставі аналізу експериментальних даних по впливу величини зазору на інтенсивність теплообміну його значення доцільно обирати враховуючи не тільки теплообмін і гідродинаміку, а і загальні розміри витого теплообмінника.

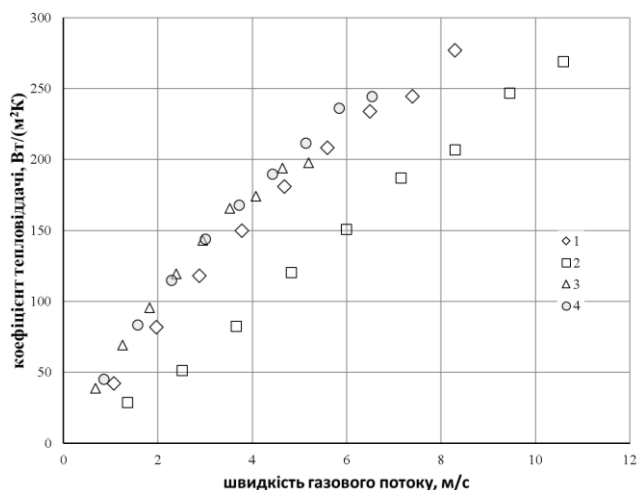
Таким чином, для врахування впливу величини зазору між поверхнею труби, корпусом і внутрішньою вставкою, коли δ_3 дорівнює 1,6мм і більше на параметри процесу теплообміну в діапазоні дослідження зміни параметрів можливо за допомогою поправки:

$$\varepsilon_3 = 1,26 \cdot [\delta^*_3]^{0,2}, \quad (6)$$

де $\delta^*_3 = \frac{d_{тр}}{D_e}$; D_e – еквівалентний діаметр кільцевого каналу.

Залежність отримана в діапазоні зміни $Re = 110 \dots 1790$ та $d_{тр}/D_e = 0,1552 \dots 0,2288$

Отримані поправки, які визначають вплив геометричних характеристик трубного пучка на інтенсивність теплообміну, дозволяють модефікувати методику теплового розрахунку витих теплообмінників, шляхом їх введення в розрахункову залежність.



1 – зазор між поверхнею труби, корпусом і внутрішньою вставкою $\delta_3 = 1,6$ мм 1,6 мм;
2 – $\delta_3 = 1$ мм; 3 – $\delta_3 = 5$ мм; 4 – $\delta_3 = 3$ мм

Рисунок 4 - Вплив на інтенсивність теплообміну швидкості газového потоку при різних зазорах між поверхнею труби, корпусом і внутрішньою вставкою. Температура теплоносія 65°C

Висновки

1. Експериментальне дослідження процесів теплообміну при вимушеній конвекції газу в витому теплообміннику при ламінарному режимі руху теплоносія дозволило встановити залежності коефіцієнту тепловіддачі α від основних геометричних характеристик теплообмінника: відносного кроку витка, зазору між трубою і внутрішньою поверхнею корпусу, зазору між трубою і зовнішньою поверхнею циліндричної вставки.

2. На підставі результатів досліджень були визначені поправки у безрозмірному вигляді, за допомогою яких виконуються варіаційні розрахунки конструкцій витих теплообмінників, розташованих в кільцевих каналах з метою оптимізації їх геометричних характеристик.

Список використаної літератури

1. Jinxing Wu, Q. Tian, X. Sim, Numerical simulation and experimental research on the comprehensive performance of the shell side of the spiral wound heat exchanger, Appl. Therm. Eng. 163 (2019) 114381.
2. B. BabakDehghan, Experimental and computational investigation of the spiral ground heat exchangers for ground source heat pump applications, Appl. Therm. Eng. 121 (2017)908-921.
3. Yang, L., The Latest Heat Exchanger Design Calculation and Heat Transfer Strengthening and Quality Inspection Standards Practical Manual, Northern Industrial Press, Beijing, China, 2006 (in Chinese).
4. N. Ghorbani, H. Taherian, M. Gorji, H. Mirgolbabaei, Experimental study of mixed convection heat transfer in vertical helically coiled tube heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science, 34 (2010) 900-905. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.02.004>.
5. X. Lu, X. Du, M. Zeng, S. Zhang, Q. Wang, Shell-side thermal-hydraulic performances of multilayer spiral-wound heat exchangers under different wall thermal boundary conditions, Applied Thermal Engineering, 70 (2014) 1216-1227. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.053>.
6. Дилевська Е. В. Криогенные микротеплообменники / Е. В. Дилевська. – Москва: Машиностроение, 1978. – 165 с.

7. Лебедев И. К. Гидродинамика паровых котлов : Учеб. пособие для вузов. М. : Энергоатомиздат, 1987. 240 с.
8. Халатов А. А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил : в 4-х т. Т. 3. Закрученные потоки. / А. А. Халатов, А. А. Авраменко, И. В. Шевчук ; Ин-т техн. теплофизики. – Киев: Випол, 2000. – 474 с. – Библиогр.: 132 назв. – рус. – ISBN 5-77-02-1067-2.
9. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – Москва: Энергоиздат, 1981. – 417 с.

V. Tuz, Dr. Eng. Sc., Prof., ORCID 0000-0002-4691-4890

N. Lebed, Cand. Sc., Assoc. Prof., ORCID 0000-0002-2194-4911

M. Lytvynenko, PhD student, TF, ORCID 0000-0002-1760-1449

**National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”
HEAT TRANSFER IN COIL HEAT EXCHANGERS WITH VARYING GEOMETRIC
CHARACTERISTICS**

Coil-type heat exchangers are widely used in power industry and medical and electronic technology due to the relatively simple design of their basic elements, low operating costs, reliability and long service life. The process of designing the devices with coil heat exchangers requires choosing the tube surface configuration and taking into consideration the specific operating conditions, as well as thermophysical properties and parameters of the working fluid. One of the important factors that hinder the wider use of coil heat exchangers is the lack of reliable engineering techniques for calculating the heat transfer and aerodynamic drag.

This study aimed to improve the technique of calculating the heat transfer and aerodynamics of coil heat exchangers by modifying the dependences that take into consideration the specific operating conditions and allow determining the design characteristics of one-layer recuperative coil heat exchangers mounted in annular channels under the conditions of partially twisted working fluid flow. In order to do that, the authors conducted a physical experiment using a test setup, both of which are described in the article in detail.

The analysis of the experimental results on heat transfer in a coil heat exchanger under forced gas convection and laminar flow of the working fluid helped to establish the dependence of the heat transfer coefficient on the main geometric parameters of the heat exchanger and to determine the allowances taking into consideration the extent to which the heat transfer intensity is impacted by the step characteristics of the tube bundle and the gap between the tube bundle and the heat exchanger housing, thus making it possible to optimize the geometric characteristics of the coil heat exchangers mounted in annular channels for specific operating conditions.

Keywords: coil heat exchanger, partially twisted flow, convective heat transfer in annular channels, geometric characteristics of coil heat exchangers

References

1. Jinxing Wu, Q. Tian, X. Sim, Numerical simulation and experimental research on the comprehensive performance of the shell side of the spiral wound heat exchanger, Appl. Therm. Eng. 163 (2019) 114381.
2. B. BabakDehghan, Experimental and computational investigation of the spiral ground heat exchangers for ground source heat pump applications, Appl. Therm. Eng. 121 (2017)908-921.
3. Yang, L., The Latest Heat Exchanger Design Calculation and Heat Transfer Strengthening and Quality Inspection Standards Practical Manual, Northern Industrial Press, Beijing, China, 2006 (in Chinese).
4. N. Ghorbani, H. Taherian, M. Gorji, H. Mirgolbabaie, Experimental study of mixed convection heat transfer in vertical helically coiled tube heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science, 34 (2010) 900-905. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.02.004>.
5. X. Lu, X. Du, M. Zeng, S. Zhang, Q. Wang, Shell-side thermal-hydraulic performances of multilayer spiral-wound heat exchangers under different wall thermal boundary conditions, Applied Thermal Engineering, 70 (2014) 1216-1227. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.053>.
6. Dilevskaya Ye. V. (1978), Kriogennyye mikroteplobmenniki [Cryogenic micro heat exchangers], Mashinostroyeniye, Mos-cow, 165 p.
7. Lebedev I.K. Hydrodynamics of steam boilers: Textbook. manual for universities. Moscow, Energoatomizdat, 1987, 240 p.
8. Khalatov A. A., Avramenko A. A., Shevchuk I. V. (2000), Teploobmen i gidrodinamika v poljah centrobezhnyh massovyh sil [Heat transfer and hydrodynamics in centrifugal force field], Vipol, Kyiv, vol. 3. ISBN 5-77-02-1067-2.
9. V.P. Isachenko, V.A. Osipova, A.S. Sukomel Heat transfer . Moscow, Energoizdat, 1981, 417 p.

Надійшла 05.11.2021

Received 05.11.2021