

УДК 66.045.01

Арсеньєв П.Ю.¹, аспірант, Товажнянський Л.Л.¹, д.техн.н., професор, Перцев Л.П.², д.техн.н., професор, Перевертайленко О.Ю.³, ст.наук.співроб.
Капустенко П.О.³, к.техн.н., професор, Арсеньєва О.П.¹, д.техн.н., професор

ОПТИМАЛЬНИЙ РАЗРАХУНОК ЗВАРНОГО ПЛАСТИНЧАСТОГО ТЕПЛООБМІННИКА КОЛОНИ СИНТЕЗУ АМІАКУ

¹ Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Харків, Україна

² ВАТ «Укр НДХіммаш» Мінагропромполітики України, м. Харків, Україна

³ АТ "Співдружність-Т", Харків, Україна

Ключові слова: пластинчатий теплообмінний апарат, теплопередача, математична модель, колона синтезу аміаку.

Вступ. В даний час ефективне використання енергії в промисловості має вирішальне значення, що особливо важливо для виробництв з високим споживанням енергії. Аміак широко застосовується в якості вихідного хімічної сировини для виробництва добрив, волокон, полімерів і пластмас, паперу, кислот і вибухових матеріалів. Тому оптимізація процесу виробництва аміаку і технологічних підходів до його отримання, які забезпечать сталий виробництво в сукупності зі зменшенням собівартості, є актуальним завданням.

На виробничих підприємствах для виробництва аміаку часто застосовують процес його отримання з газоподібного азоту при наявності повітря і водню, які при високій температурі і тиску проходять через каталізатор. При цьому відбувається хімічна реакція є сильно екзотермічної і вимагає хорошої системи охолодження:



Для реалізації даного хімічного процесу в промисловості використовуються наступні три типи реакторів: внутрішній реактор прямого охолодження; реактор з адіабатичним охолодженням і реактор з адіабатичним непрямым охолодженням. Порівняння систем охолодження, представлене в роботі [1], показало, що варіант з внутрішнім реактором прямого охолодження є найбільш ефективним. Аналіз ексергії триступінчастого адіабатичного реактора з проміжним охолодженням і охолодженням реактора показав, що поліпшення конструкції реактора не має великого потенціалу, в той час як значна ефективність може бути досягнута за рахунок змін в системі і реалізації теплової інтеграції [2]. Можливість використання каталізаторів з колонами різного діаметру показала, що колони невеликих діаметрів переважніше для економії витрат.

Підвищення рівня рекуперації тепла у промисловому та муніципальному секторі є ключовим моментом у зниженні енергоспоживання [3]. Особливо це стосується газових потоків, які мають високий температурний потенціал, але низькі значення теплофі-

зичних характеристик [4]. Це потребує використання нових підходів [5], які повинні базуватись на сучасних принципах інтеграції теплових процесів [6] добре зарекомендованих у підвищенні енергетичної ефективності багатьох промислових процесів, як показано в роботі [7] на прикладі виробництва фосфорних добрив та в роботі [8] при оптимізації енергоспоживання на промисловому майданчику з різними споживачами теплової енергії. Це має бути доповнено використанням високоефективного теплообмінного обладнання нових конструкцій.

Пластинчасті теплообмінні апарати з гофрованою поверхнею теплопередачі є ефективним засобом рекуперації тепла завдяки високій ефективності теплопередачі, компактності та наявності пластин, виконаних з корозійностійких матеріалів [9]. Ці теплообмінники відмінно себе зарекомендували у різних галузях промисловості [10]. Для розширення їх впровадження розроблено різні види спеціальних конструкцій, таких як зварні [11] та з каналами перемінного профілю для конденсаційних процесів [12]. Розрахунок таких теплообмінників ведеться на базі математичного моделювання [13] з використанням емпіричних кореляційних рівнянь [14], напівемпіричних [15] та теоретичних [16] співвідношень. Це дозволило розробити методи розрахунку складних конденсаційних процесів [17] та враховувати вплив забруднень поверхні теплопередачі [18]. Беручи до уваги специфічні риси потоків викидних газів, такі теплообмінники та методи їх розрахунку у даному випадку роботи з викидними газами потребують модифікації. Потрібні пластинчасті теплообмінники спеціальної конструкції, які можуть забезпечити ефективну роботу з газами.

Виробництво теплообмінних апаратів для роботи з агресивними середовищами, високим тиском і температурою, вимагає великих витрат. Ефективна конструкція теплообмінників для таких позицій може знизити ціну на апарат і зменшити споживання енергії за рахунок впровадження компактного теплообмінного обладнання з застосуванням методів інтенсифікації теплообміну. Сучасні пластинчасті теплообмінні апарати (ПТА) звареної конструкції можуть працювати при температурах до 900 °С і тиску, рівних 200 бар [3]. Ефективний вибір ПТА передбачає вибір конструкції апарату з мінімальною площею теплопередачі, включаючи вибір відповідної геометрії каналів для руху теплоносіїв і організації руху потоків в апараті.

Оцінка ефективності теплопередачі в теплообміннику з поперечним потоком обговорювалася в роботі [19]. Метод розрахунку конструкції теплообмінного апарату з поперечним потоком був запропонований в [20]. Математична модель зварного ПТА для колони синтезу аміаку, що представляє різне розташування потоків в звареному ПТА, включаючи поперечний рух теплоносіїв в одному блоці і загальну організацію проходів з протитечею, була представлена в роботі [21]. Ця модель описує процеси теплопередачі в звареному ПТА з вісьмома проходами для гарячого синтез-газу і чотирма проходами для холодного газу. Показаний недолік використання несиметричного розташування проходів для розглянутого процесу, який призводить до значного зменшення середньої різниці температур в ПТА навіть при загальному русі потоків в протитечії. В даному апараті використовуються пластини з різним кутом нахилу до напрямку потоку. Для розрахунку такого апарату був розроблений підхід, представлений в роботі [22], вдосконалений для розрахунку іншого типу зварних апаратів в роботі [23].

У даній статті представлений метод для оптимального вибору організації руху теплоносіїв в звареному ПТА із симетричною організацією проходів, який забезпечує оптимальний дизайн ПТА для колон синтезу аміаку різних діаметрів.

Математична модель розподілу потоків в звареному ПТА. Загальна ефективність теплообміну в звареному ПТА залежить від розташування потоків між групами каналів, які відповідають проходам каналів для руху теплоносіїв. Оцінка ефективності теплопередачі в ПТА може бути виконана методом визначення ефективності теплопередачі (ε_T). Загальна ефективність теплообмінника з симетричними проходами з протитечією згідно [24] може бути розрахована наступним чином:

$$\varepsilon_T = - \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_x \cdot R}{1 - \varepsilon_x} \right)^n - 1 \right] \cdot \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_x \cdot R}{1 - \varepsilon_x} \right)^n - R \right]^{-1}, \quad (2)$$

де $R = G_1 c_{p1} / (G_2 c_{p2})$ – відношення теплоємності гарячих і холодних потоків в звареному ПТА; c_{p1}, c_{p2} – питомі теплоємності гарячого і холодного потоку відповідно, Дж / (кг·°C); G_1, G_2 – масові витрати гарячого і холодного теплоносія відповідно, кг/с; ε_x – ефективність передачі тепла в одному ході; n – число ходів в апараті. Значення ефективності передачі тепла в одному ході повинно задовольняти ефективності тепла в апараті відповідно до виразу (2):

$$\varepsilon_x = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_T \cdot R}{1 - \varepsilon_T} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \cdot \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_T \cdot R}{1 - \varepsilon_T} \right)^{\frac{1}{n}} - R \right]^{-1}. \quad (3)$$

Кількість одиниць теплопереносу в одному ході зварного ПТА з поперечним рухом теплоносіїв згідно [24]:

$$NTU_x = - \frac{\ln(1 + R \cdot \ln(1 - \varepsilon_x))}{R} = NTU_x^0. \quad (4)$$

Дане значення обумовлено тепловими умовами процесу. З іншого боку, кількість одиниць теплопереносу може визначатися для одного пакета пластин в ПТА, і відповідно для X ходу має вигляд:

$$NTU = \frac{F_{ax} \cdot U}{G_2 \cdot c_{p2}}, \quad (5)$$

де F_a – площа поверхні теплообміну, м²; U – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К); G_2 – масова витрата холодного теплоносія, кг/с.

Кількість одиниць теплопередачі в одному каналі для холодного потоку визначається по швидкості потоку, площі поверхні однієї пластини і площі поперечного перерізу каналу:

$$NTU_x = \frac{2 \cdot F_{pl} \cdot U}{c_{p2} \cdot w_2 \cdot \rho_2 \cdot f_{ch}}, \quad (6)$$

де F_{pl} – площа теплопередачі однієї пластини, m^2 ; w_2 – швидкість холодного потоку в одному каналі, m/s ; ρ_2 – щільність холодного теплоносія, kg/m^3 ; $f_{ch} = W \cdot b$ – площа поперечного перерізу каналу, m^2 ; W – ширина каналу, m ; b – висота гофрування, m .

Площа поверхні теплопередачі однієї пластини (F_{pl}) однакова як для холодної, так і для гарячої сторони, і визначається довжиною і шириною пластини:

$$F_{pl} = L_{Fpl} \cdot W_{Fpl} \cdot F_x, \quad (7)$$

де L_{Fpl} – довжина гофрованого поля, m ; W_{Fpl} – ширина гофрованого поля, m ; F_x – відношення фактичної площі пластини до проектованої.

При виборі оптимальної конструкції ПТА для колони синтезу аміаку довжина пластини обмежується внутрішнім діаметром колони.

Довжина пластини, при якій умова перепаду тиску для гарячого потоку повністю виконується з урахуванням втрат тиску в зонах розподілу потоку пластини (ζ_{DZ}), визначається згідно з такою залежністю:

$$\frac{L_F}{b} = \frac{2}{\zeta_1(w_1)} \cdot \left(\frac{\Delta P_1^o \cdot 2}{\rho_1 \cdot w_1^2} - \zeta_{DZ1} \right), \quad (8)$$

де ζ_1 – коефіцієнт тертя холодного теплоносія, розрахований відповідно до [10] в залежності від швидкості теплоносія; ΔP_1^o – повна втрата тиску в каналі ПТА для холодного теплоносія, Pa ; ζ_{DZ} – значення коефіцієнта втрат тиску в зонах розподілу потоку, розраховане для швидкості в поле основного каналу, що дорівнює 0,727 від швидкості на вході/виході в канал. Для розглянутого апарату значення ζ_{DZ} в 1,89 раз більше, ніж значення ζ_{DZi} , наведене в роботі [7].

З виразів (6) і (7) для ПТА, довжина пластини, яка точно задовольняє тепловим навантаженням процесу, дорівнює:

$$\frac{L_F}{b} = \frac{NTU_x \cdot c_{p2} \cdot w_2 \cdot \rho_2}{2 \cdot U \cdot F_x}. \quad (9)$$

При виконанні одночасно двох умов – для перепаду тиску (8) і теплового навантаження (9), виконується система двох алгебраїчних рівнянь з двома невідомими, L_F та w_2 . Отримане рівняння для швидкості в гарячому каналі виглядає наступним чином:

$$w_1 = \sqrt{\frac{\Delta P_1^0}{\rho_1} \cdot \frac{1}{\frac{\zeta_{DZ1}}{2} + \zeta_1(w_1) \cdot \frac{NTU_x^0 \cdot c_{p2} \cdot w_2 \cdot \rho_2}{8 \cdot U(w_2, w_1) \cdot F_x}}} \quad (10)$$

Швидкості холодного (w_2) і гарячого (w_1) теплоносіїв пов'язані наступним виразом:

$$w_1 = w_2 \cdot \frac{G_1 \cdot \rho_2}{G_2 \cdot \rho_1} \quad (11)$$

У зварному ПТА, який повністю задовольняє заданій температурною програмою, ефективність теплообміну, що визначається за виразом (2), повинна дорівнювати значенню, розрахованому для необхідних теплових параметрів:

$$\varepsilon_T^0 = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}}, \quad (12)$$

де t_{11} і t_{21} – температури на вході гарячих і холодних потоків, °C; t_{22} – температура на виході холодного теплоносія, °C.

Рішення вираження (10) може бути отримано за допомогою ітераційного методу для заданого значення відстані між каналами b і параметрів геометрії каналу з використанням кореляцій для коефіцієнтів теплопередачі і коефіцієнтів тертя, представлених в статті [25]. Рішення дає довжину пластини, необхідну для точного задоволення ефективності теплопередачі в звареному ПТА, отриману відповідно до виразу (12) з заданим числом проходів і перепадом тиску для гарячого теплоносія.

Використовуючи вирази (2)–(12), можна розрахувати основні конструктивні параметри зварного ПТА з багатоходовим симетричним рухом теплоносіїв, включаючи оптимальну швидкість у каналах і довжину теплопередаючої пластини для будь-якої ширини каналу b . Можливість використовувати канали з різною геометрією дозволяє поліпшити теплопередачу і визначає найкращі геометричні параметри гофрованих пластин, включаючи висоту гофрування, довжину пластини і крок гофрування. Це також дозволяє оптимізувати розподіл потоків в ПТА з симетричним розташуванням потоків і рівним числом проходів для обох потоків з метою максимального використання допустимого падіння тиску. Розроблена математична модель забезпечує отримання конструктивних параметрів зварного ПТА з мінімальною площею теплопередачі для заданих умов експлуатації. Розроблений алгоритм був реалізований в програмному забезпеченні Mathcad. Для аналізу теплових та гідравлічних параметрів багатоходового зварного ПТА був розрахований апарат для колони синтезу аміаку.

Розрахунок зварного ПТА для колони синтезу аміаку. Конструкція колони синтезу аміаку з прямим внутрішнім охолодженням показана на рис. 1(а). Зварний ПТА (1) і корпус реактора (3) укладені в кожух високого тиску (4) з внутрішнім діаметром

ром d_{in} . Газ подається з верхньої частини колони і йде вниз через кільцевий простір між корпусом і встановленим апаратом до входу ПТА з температурою t_{21} . Там він нагрівається до високої температури t_{22} газом, що надходить після реактора. Після ПТА газ змішується з потоком обхідного газу, який подається з нижньої частини колони і надходить в зону змішування через дві спеціальні труби з боків апарату. Після змішування газ прямує в центральну трубу (5), з якої в верхній простір коробки каталізатора (3), і у внутрішню (9) і зовнішню (7) труби, де він нагрівається, і після подачі направляється на каталізатор (8).

Зовнішній діаметр даної колони синтезу аміаку дорівнює 0,8 м. Довжина теплообмінної пластини ПТА повинна бути менше внутрішнього діаметра. Проектування було виконано для граничного діаметра пластини 0,6 м, що відповідає ефективній довжині каналу $L_F = 0,54$ м, яка дорівнює ефективній ширині каналу. Робочі умови представлені в Таблиці 1. Під час процесу проектування висота гофрування b варіювалася від 0,3 до 0,5 мм, впливаючи на площу поперечного перерізу каналу, f_{ch} . Проектування було виконано для різної кількості ходів для руху теплоносіїв. Фіксовані параметри для розрахунку конструкції ПТА представлені в Таблиці 2. Еквівалентний діаметр каналу $d_e = 2 \cdot b$. Кут нахилу гофри для гарячого потоку дорівнює 40° , а для холодного потоку 50° . Коефіцієнти локальних втрат тиску в зонах розподілу каналу були прийняті рівними $\zeta_{DZ1} = 20,8$ для гарячої сторони і $\zeta_{DZ2} = 32,14$ для холодної сторони. Розрахунки зроблені для 20% байпасу по холодному потоку, щоб забезпечити можливість управління процесом і збільшити рекуперацію тепла при старінні каталізатора.

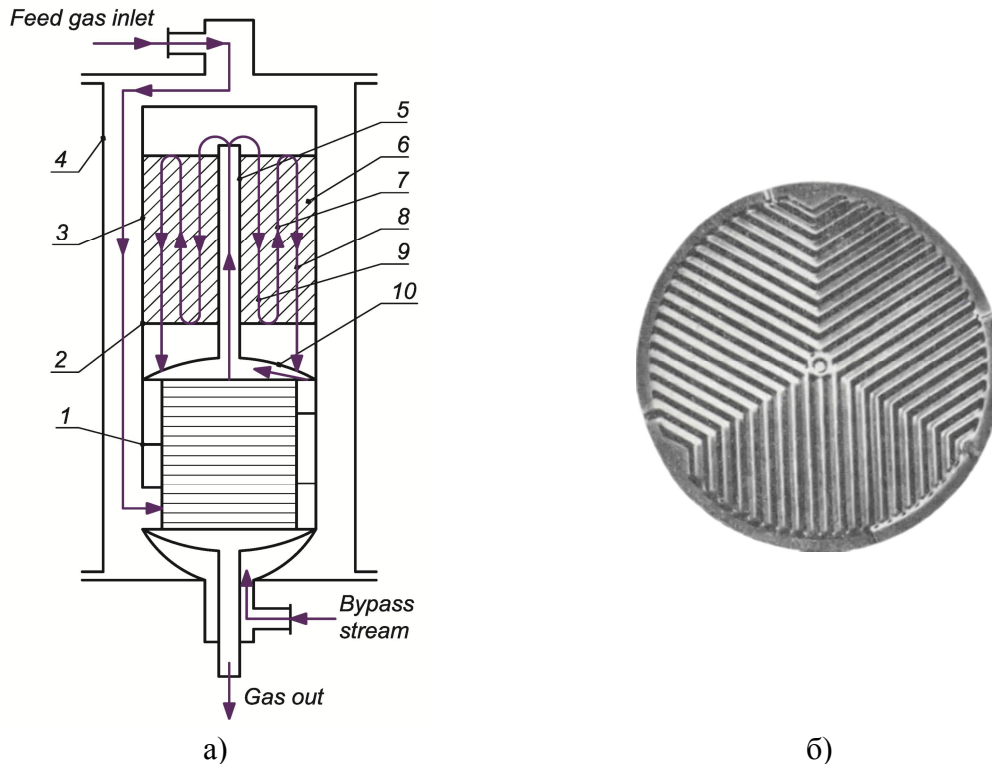


Рисунок 1 – Схема руху теплоносіїв в звареному ПТА (а) і зображення пластини зварного ПТА (б)

Таблиця 1 – Параметри зварного ПТА

| | |
|---|-------|
| Витрата гарячого газу G_1 , кг/с | 8,375 |
| Витрата холодного газу G_2 , кг/с | 6,7 |
| Теплове навантаження Q^0 , кВт | 9320 |
| Допустимий перепад тиску ΔP , кПа | 25 |
| Температура входу гарячого газу t_{11} , °С | 505 |
| Температура виходу гарячого газу t_{12} , °С | 180 |
| Температура входу холодного газу t_{21} , °С | 40 |
| Температура виходу холодного газу t_{22} , °С | 431,5 |

Таблиця 2 – Конструктивні параметри зварного ПТА

| | |
|---|----------|
| Крок гофри S , м | 0,018 |
| Середня ширина каналу W_{ch} , м | 0,55 |
| Товщина пластини δ_w , м | 0,001 |
| Матеріал пластини | AISI 304 |
| Відношення фактичної площі пластини до розрахункової, F_x | 1.1 |

Результати розрахунків для різної кількості ходів в апараті показали, що для розглянутого температурного режиму використання однохідного теплообмінного апарату недоцільно, і необхідну зміну температури потоків не може бути досягнуто не буде для всякого скільки завгодно великий області теплообміну. Розрахунки для двуххідного розподілу потоків показали, що оптимальне значення площі теплопередачі складає 120 м^2 , при довжині пластини не менше 1,3 м для будь-якої ширини каналу більше 2 мм. Це викликано занадто великою втратою середньої різниці температур. Моделювання зварного ПТА з кількістю ходів $n = 3$ і більше, дає площа поверхні теплопередачі в діапазоні від 60 до 80 м^2 , але в цьому випадку необхідно враховувати обмеження, що накладаються конструктивними особливостями зварного ПТА для установки в колоні, а також необхідність його регулювання при високому тиску, для чого необхідно враховувати відстань до стінки колони. Як це обговорюється в розділі 3 книги [3], зменшення еквівалентного діаметру каналів в компактних теплообмінниках призводить до зменшення площі теплопередачі і підвищення компактності. Проте, це вимагає використання каналів з меншою довжиною, і проблема полягає в тому, щоб відрегулювати цю довжину відповідно до умов експлуатації в колоні синтезу аміаку, щоб конструкція зварного ПТА відповідала внутрішньому діаметру колони. У нашому випадку довжина

пластини повинна бути обмежена 0,54 м. зменшення еквівалентного діаметру каналів в компактних теплообмінниках призводить до зменшення площі теплопередачі і підвищення компактності. Проте, це вимагає використання каналів з меншою довжиною, і проблема полягає в тому, щоб відрегулювати цю довжину відповідно до умов експлуатації в колоні синтезу аміаку, щоб конструкція зварного ПТА відповідала внутрішньому діаметру колони. У нашому випадку довжина пластини повинна бути обмежена 0,54 м. зменшення еквівалентного діаметру каналів в компактних теплообмінниках призводить до зменшення площі теплопередачі і підвищення компактності. Проте, це вимагає використання каналів з меншою довжиною, і проблема полягає в тому, щоб відрегулювати цю довжину відповідно до умов експлуатації в колоні синтезу аміаку, щоб конструкція зварного ПТА відповідала внутрішньому діаметру колони. У нашому випадку довжина пластини повинна бути обмежена 0,54 м.

Розрахунок був зроблений для двох випадків: з числом ходів в теплообмінному апараті рівним 3, і рівним 4. Розрахунки для ходів з числом більше чотирьох дали набагато гірші результати. Для кожного з розглянутих випадків розрахунок включав два варіанти: варіант 1 – довжина пластини визначалася виходячи з оптимальної швидкості в каналі, розрахованої за виразом (10); варіант 2 – швидкість в каналі була визначена для фіксованої довжини пластини, $L_f = 0,54$ м. У другому випадку регулювання довжини пластини до заданого значення потрібно для збільшення площі теплопередачі, щоб задовольнити необхідний перепад тиску (з деяким збільшенням теплового навантаження Q в порівнянні з необхідним значенням) або для задоволення теплового навантаження (зі зменшенням падіння тиску нижче допустимої межі). Результати розрахунків представлені на рис. 2. Межі зміни теплового навантаження і падіння тиску були отримані шляхом порівняння значень, розрахованих для отриманого ПТА з фіксованою довжиною пластини, тепловим навантаженням і перепадом тиску, заданими умовами процесу, Q та ΔP відповідно. Варіант розрахунків, отриманий для трьох ходів в ПТА, показав більш низьку площу теплопередачі в порівнянні з чотирьох-ходовим розподілом потоків. Результати розрахунків для обох випадків показали, що для фіксованої довжини пластини існує явний мінімум для площі теплопередачі теплообмінника, який має місце для конкретної висоти гофрування.

Для варіанту 1 з $n = 3$ мінімальна площа теплопередачі дорівнює $68,3 \text{ м}^2$ при $b = 3,3$ мм; для $n = 4$ це відповідає $72,9 \text{ м}^2$ при $b = 4,7$ мм. Використання існуючої пластини з висотою гофрування $b = 4$ мм вимагає площі теплообміну в звареному ПТА, рівній $F = 85,12 \text{ м}^2$ при числі ходів $n = 4$, що на 25% більше, ніж в кращому випадку при $n = 3$ і $b = 3,3$ мм. При цьому в звареному ПТА допустимий перепад тиску 25 кПа повністю задоволений, а теплове навантаження має запас 3,1%. Однак для кількості ходів $n = 3$ необхідна площа теплопередачі в теплообмінному апараті з існуючої пластиною набагато більше і дорівнює $F = 132,94 \text{ м}^2$ з точним задоволенням теплового навантаження і перепаду тиску 4,43 кПа, що на 82% менше, ніж дозволено умовами процесу. Для даного випадку можна рекомендувати теплообмінний апарат з площею теплопередачі $85,12 \text{ м}^2$ і $n = 4$. Отримана площа поверхні теплопередачі на 25,4% менше, ніж у зварного ПТА, описаного в статті [21].

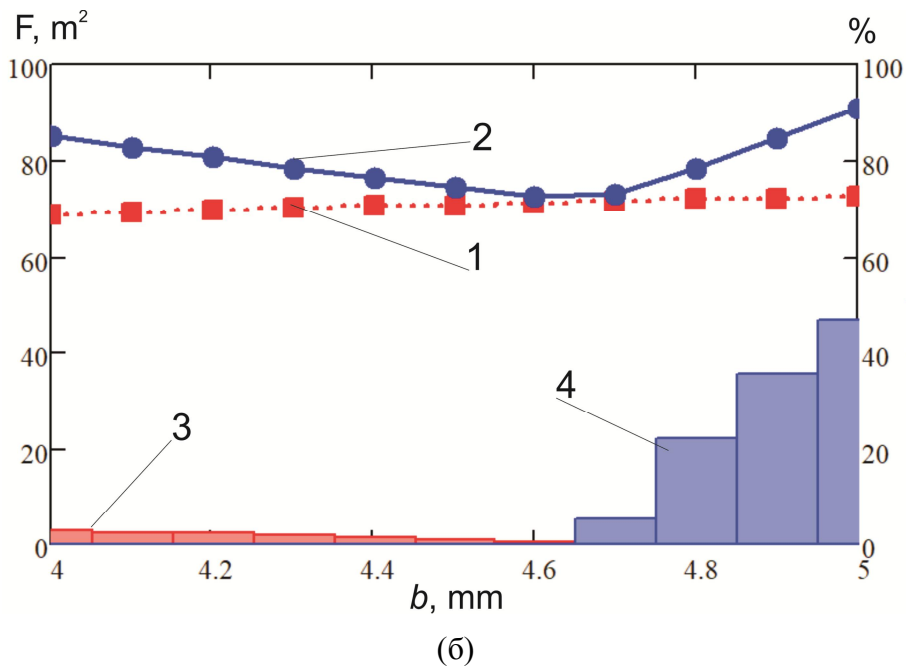
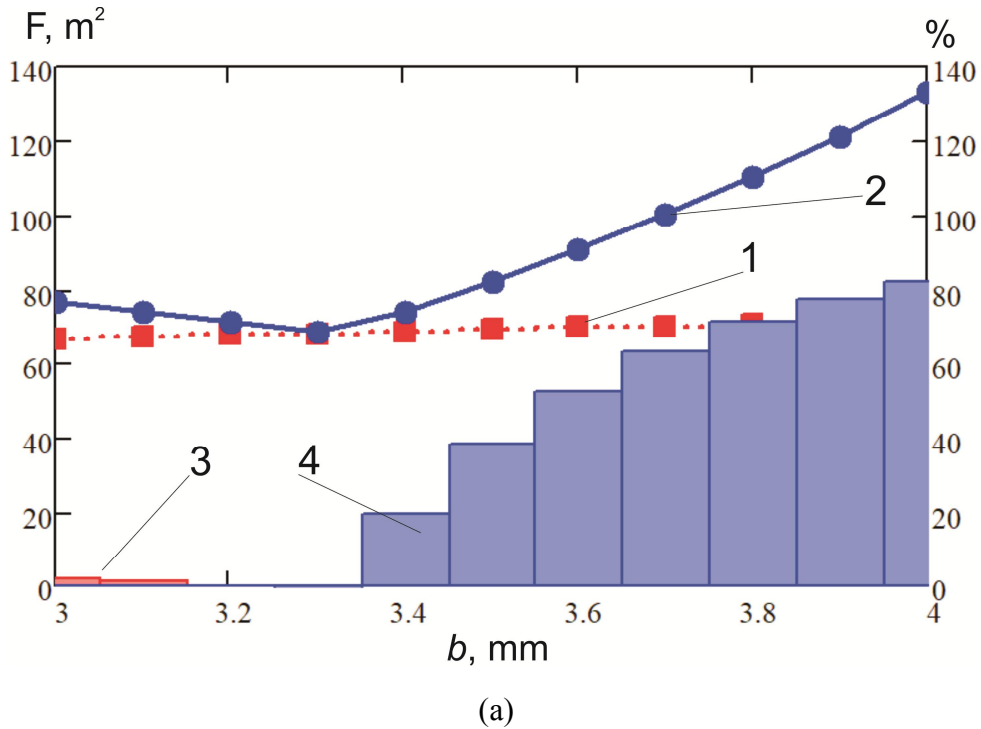


Рисунок 2 – Результати розрахунку зварного ПТА для різної висоти каналу b і кількості ходів в апараті n : (а) $n = 3$; (б) $n = 4$; лінія 1 – площа поверхні теплообміну для варіанта 1; 2 – площа поверхні теплообміну для варіанта 2; 3 – запас теплового навантаження; 4 – зміна втрати тиску для гарячої сторони

Висновки. У статті представлена математична модель процесу теплообміну в каналах ПТА з рівною кількістю ходів для обох теплоносіїв. Це дозволяє оцінити оптимальні параметри конструкції теплообмінника для заданих умов експлуатації, орієнту-

ючись на мінімальну площу теплопередачі в якості критерію оптимізації. Була отримана оптимальна конструкція зварного ПТА для рекуперативного теплообмінного апарату, який працює в колоні синтезу аміаку. найдешевша конструкція з розглянутою формою гофрування пластин має площу поверхні теплопередачі, рівну 68,78 м² при відстані між пластинами 3,3 мм, з трьома ходами для руху холодного та гарячого теплоносіїв і протитечією руху потоків. Однак найменший теплообмінник, зібраний з існуючих пластин з фіксованою висотою гофри 4 мм, повинен мати чотири проходи і площу теплопередачі 85,12 м², що на 25% більше, але з запасом 3,1% для теплового навантаження. Представлена математична модель може бути використана для оптимального розрахунку геометрії пластин зварних ПТА для різних діаметрів колон синтезу аміаку.

Література

1. Khademi M.H., Sabbaghi R.S. Comparison between three types of ammonia synthesis reactor configurations in terms of cooling methods // *Chemical Engineering Research and Design*. – 2017. – Т. 128. – С. 306–317.
2. Penkuhn M., Tsatsaronis G. Comparison of different ammonia synthesis loop configurations with the aid of advanced exergy analysis // *Energy*. – 2017. – Т. 137. – С. 854–864.
3. Compact Heat Exchangers for Energy Transfer Intensification: Low Grade Heat and Fouling Mitigation. / Klemes J. J., Arsenyeva O., Kapustenko P., Tovazhnyansky L.: CRC Press, 2015. – 354 с.
4. Arsenyeva O.P., Čuček L., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O., Savchenko Y.A., Kusakov S.K., Matsegora O.I. Utilisation of waste heat from exhaust gases of drying process // *Frontiers of Chemical Science and Engineering*. – 2016. – Т. 10, № 1. – С. 131–138.
5. Klemeš J.J., Varbanov P.S., Kapustenko P. New developments in Heat Integration and intensification, including Total Site, waste-to-energy, supply chains and fundamental concepts // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Т. 61, № 1. – С. 1–6.
6. Клемеш Й., Костенко Ю.Т., ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М., Перевертайленко А.Ю., Зулин Б.Д. Применение метода пинч-анализа для проектирования энергосберегающих установок нефтепереработки. // *Теорет. основы хим. Технологии*. – 1999. – Т. 33(4). – С. 420–431.
7. Tovazhnyansky L., Kapustenko P., Ulyev L., Boldyryev S., Arsenyeva O. Process integration of sodium hypophosphite production // *Applied Thermal Engineering*. – 2010. – Т. 30, № 16. – С. 2306–2314.
8. Nemet A., Boldyryev S., Varbanov P., Kapustenko P., Klemeš J. Capital Cost Targeting of Total Site Heat Recovery // *Chemical Engineering Transactions*. – 2012. – Т. 29. – С. 1447–1452.
9. ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л., Капустенко П.А., Хавин Г.Л., Арсеньева О.П. Пластинчатые теплообменники в промышленности // *Book Пластинчатые теплообменники в промышленности / Editor*. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – С. 232.

10. Kapustenko P., Boldyryev S., Arsenyeva O., Khavin G. The use of plate heat exchangers to improve energy efficiency in phosphoric acid production // *Journal of Cleaner Production*. – 2009. – Т. 17, № 10. – С. 951–958.
11. Arsenyeva O.P., Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., Khavin G.L., Yuzbashyan A.P., Arsenyev P.Y. Two types of welded plate heat exchangers for efficient heat recovery in industry // *Applied Thermal Engineering*. – 2016. – Т. 105. – С. 763–773.
12. Tovazhnyanskyy L., Kapustenko P., Perevertaylenko O., Khavin G., Arsenyeva O. Investigation of the new corrugation pattern for low pressure plate condensers // *Applied Thermal Engineering*. – 2011. – Т. 31, № 13. – С. 2146–2152.
13. Arsenyeva O., Tovazhnyanskyy L., Kapustenko P., Khavin G. Mathematical modelling and optimal design of plate-and-frame heat exchangers // *Chemical Engineering Transactions*, 2009. – С. 791–796.
14. Arsenyeva O.P., Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., Khavin G.L. The generalized correlation for friction factor in crisscross flow channels of plate heat exchangers // *Chemical Engineering Transactions*, 2011. – С. 399–404.
15. Kapustenko P., Arsenyeva O., Dolgonosova O. The Heat and Momentum Transfers Relation in Channels of Plate Heat Exchangers // *Chemical Engineering Transactions*, 2011. – С. 357–362.
16. Arsenyeva O.P., Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., Demirskiy O.V. Generalised semi-empirical correlation for heat transfer in channels of plate heat exchanger // *Applied Thermal Engineering*. – 2014. – Т. 70, № 2. – С. 1208–1215.
17. Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., Nagorna O.G., Perevertaylenko O.Y. The Simulation of Multicomponent Mixtures Condensation in Plate Condensers // *Heat Transfer Engineering*. – 2004. – Т. 25, № 5. – С. 16–22.
18. Gogenko L., Anipko O.B., Kapustenko P.A., Arsenyeva O.P. Accounting for fouling in plate heat exchanger design // *Chemical Engineering Transactions*. – 2007. – Т. 12 – С. 207–213.
19. Triboix A. Exact and approximate formulas for cross flow heat exchangers with unmixed fluids // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – 2009. – Т. 36, № 2. – С. 121–124.
20. Starace G., Fiorentino M., Longo M. P., Carluccio E. A hybrid method for the cross flow compact heat exchangers design // *Applied Thermal Engineering*. – 2017. – Т. 111. – С. 1129–1142.
21. Arsenyev P., Tovazhnyanskyy L., Kapustenko P., Perevertaylenko O., Arsenyeva O. The mathematical model of the welded plate heat exchanger for ammonia synthesis column // *Integrated Technologies and Energy Conservation*. – 2019. – Т. 1. – С. 23–32.
22. Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P., Perevertaylenko O.Y., Khavin G., Arsenyeva O., Arsenyev P.Y., Khusanov A.E. Heat transfer and pressure drop in cross-flow welded plate heat exchanger for ammonia synthesis column // *Chemical Engineering Transactions*. – 2016. – Т. 52. – С. 553–558.
23. Arsenyeva O., Tran J., Piper M., Kenig E. An approach for pillow plate heat exchangers design for single-phase applications // *Applied Thermal Engineering*. – 2019. – Т. 147. – С. 579–591.

24. Kays W.M., London A. L. Compact heat exchangers // Book Compact heat exchangers / Editor. – New York: McGraw-Hill Book Co, 1964. – С. 272.

25. Arsenyeva O.P., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O., Demirskiy O.V. The Modified Analogy of Heat and Momentum Transfers for Turbulent Flows in Channels of Plate Heat Exchangers // Chemical Engineering Transactions. – 2013. – Т. 35 – С. 487–492.

УДК 66.045.01

Арсеньев П.Ю., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., ПЕРЦЕВ Л.П., ПЕРЕВЕРТАЙЛЕНКО О.Ю.,
КАПУСТЕНКО П.О., АРСЕНЬЕВА О.П.

ОПТИМАЛЬНИЙ РАЗРАХУНОК ЗВАРНОГО ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМІННИКА КОЛОНИ СИНТЕЗУ АМІАКУ

Оптимізація теплообмінних мереж промислових підприємств, орієнтована на енергозбереження, передбачає використання високоефективного обладнання для теплопередачі. Оцінка оптимальних параметрів конструкції теплообмінників вимагає надійних математичних моделей для опису термогидравлічних процесів всередині каналів та адекватних методів розрахунку конструктивних параметрів апаратів. У даній роботі пропонується нова математична модель і алгоритм оптимізації для вибору зварного пластинчастого теплообмінного апарату (зварного ПТА), що працює в колоні синтезу аміаку. Це дозволяє знайти оптимальну конструкцію із заданою формою гофрованих пластин, розподілом потоків і кількістю пластин і проходів. Розроблений алгоритм реалізований в програмному забезпеченні Mathcad. Застосування запропонованого підходу ілюструється промисловим прикладом, для якого розрахований зварений ПТА спеціальної конструкції. В отриманому апараті рух теплоносіїв в одному ході організовано поперечним потоком, в той час як загальний рух потоків виконується симетричною протитечією. Дана організація руху теплоносіїв в апараті дозволяє зменшити площу теплопередачі на 25 % в порівнянні з раніше випробуваними в промисловості звареним ПТА з несиметричним розташуванням ходів.

Ключові слова: пластинчатий теплообмінний апарат, теплопередача, математична модель, колона синтезу аміаку.

Арсеньев П.Ю., ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л., ПЕРЦЕВ Л.П., ПЕРЕВЕРТАЙЛЕНКО А.Ю.,
КАПУСТЕНКО П.А., АРСЕНЬЕВА О.П.

ОПТИМАЛЬНЫЙ РАСЧЕТ СВАРНОГО ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА КОЛОННЫ СИНТЕЗА АММИАКА

Оптимизация теплообменных сетей промышленных предприятий, ориентированная на энергосбережение, предполагает использование высокоэффективного оборуду-

дования для теплопередачи. Оценка оптимальных параметров конструкции теплообменников требует надежных математических моделей для описания термогидравлических процессов внутри каналов и адекватных методов расчета конструктивных параметров аппаратов. В данной работе предлагается новая математическая модель и алгоритм оптимизации для выбора сварного пластинчатого теплообменника (сварного ПТА), работающего в колонне синтеза аммиака. Это позволяет найти оптимальную конструкцию с заданной формой гофрированных пластин, распределением потоков и количеством пластин и проходов. Разработанный алгоритм реализован в программном обеспечении Mathcad. Применение предложенного подхода иллюстрируется промышленным примером, для которого рассчитан сварной ПТА специальной конструкции. В полученном аппарате движение теплоносителей в одном ходе организовано поперечным потоком, в то время как общее движение потоков выполняется симметричным противотоком. Данная организация движения теплоносителей в аппарате позволяет уменьшить площадь теплопередачи на 25 % по сравнению с ранее испытанными в промышленности сварным ПТА с несимметричным расположением ходов.

Ключевые слова: пластинчатый теплообменный аппарат, теплопередача, математическая модель, колонна синтеза аммиака.

Arsenyev P., Tovazhnyansky L., Perzev L., Perevertaylenko O., Kapustenko P.,
Arsenyeva O.

OPTIMAL DESIGN OF WELDED PLATE HEAT EXCHANGER FOR AMMONIA SYNTHESIS COLUMN

The modification of heat exchanger networks of industrial enterprises targeting energy saving solutions requires proper heat transfer equipment. The estimation of the optimal design parameters for heat exchangers requires reliable mathematical models for the description of the thermo-hydraulic processes inside the channels, and adequate optimization methods. This work proposes the novel mathematical model and optimization algorithm for the selection of welded plate heat exchanger (WPHE) operating in ammonia synthesis column. It enables to find the optimal design with the specified shape of the corrugated plates, distribution of flows and number of plates and passes. The developed algorithm is implemented in Mathcad software. The application of the proposed approach is illustrated by example in which the resulted WPHE with the cross flow in one pass and overall symmetric counterflow of streams has shown reduction of heat transfer area 25 % compare to previously tested in industry WPHE with non-symmetric passes arrangement.

Keywords: plate heat exchanger, heat transfer, mathematical model, ammonia synthesis column.