

П.О. Барабаш, к.т.н., ст.н.с.
 О.Б. Голубєв, к.т.н., ст.н.с.
 В.В. Горін, к.т.н., ст.н.с.
 В.Г. Ріферт, д.т.н., проф.
 Я.Є. Трокоз, н.с.
 В.І. Шепель, н.с.

Національний технічний університет України «КПІ»

МОДЕРНІЗАЦІЯ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ДЛЯ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ АМІАКУ З ПОВІТРЯНО-АМІАЧНОЇ СУМІШІ

Розглянуті існуючі конструкції конденсаторів пари аміаку, відображені їх суттєві недоліки і запропоновані шляхи вдосконалення їх конструкцій. Описана розроблена авторами удосконалена конструкція аміачних конденсаторів холодильних машин на основі спіральньо-дротяного оребрення горизонтальних труб. Наведені результати дослідження тепло- і масообміну при конденсації пари аміаку з повітряно-аміачної суміші на удосконалених авторами профільними дротом трубах з оптимальними параметрами конденсаторів.

Вступ

Процес конденсації пари має широке застосування в різних теплообмінних апаратах енергетики і холодильної техніки, хімічної технології, харчової й фармацевтичної промисловості, у криогенній індустрії. В даний час конденсатори пари характеризуються високою металоємністю, мають великі габарити, а також дорогі у виготовленні. Найважливішим напрямком удосконалювання конденсаторів пари є пошук шляхів інтенсифікації теплообміну при конденсації. Конденсація пари більшості рідин має плівковий характер. Одним із шляхів інтенсифікації теплообміну при плівковій конденсації є застосування поверхонь складної форми. Прикладом таких поверхонь можуть бути горизонтальні труби з поперечним оребренням. Профілювання поверхні труби найчастіше виконується шляхом деформації її стінки або кріпленням до її поверхні ребер. З метою інтенсифікації тепловіддачі при конденсації чистої пари води й аміаку нами в роботах [1, 2] було запропоновано спіральньо-дротове оребрення (рис. 1). Зокрема, при конденсації аміаку оптимальними параметрами спіральньо-дротового оребрення труб із зовнішнім діаметром $d_{np} = 10 \div 20$ мм є крок дротової спіралі $S = 8$ мм і діаметр дроту $d_{dp} = 1,3 \div 1,5$ мм. Технологія оребрення труб розроблена й освоєна Інститутом електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України.

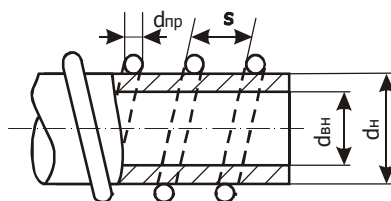


Рис. 1. Труба зі спіральньо-дротовим оребренням

У роботі [2] запропоновані узагальнюючі залежності для розрахунку тепловіддачі при конденсації чистої нерухої пари на одиночних горизонтальних трубах і пучках труб з оптимальним спіральньо-дротовим оребренням. Однак, у більшості випадків процес конденсації проходить на пучках труб у присутності газів, що не конденсуються. У роботах [3, 4] відзначається істотний вплив домішки повітря на конденсацію аміаку на гладких трубах. Дані по тепло- і масообміну при конденсації пари аміаку з повітряно-аміачної суміші на пучках профільованих труб і, зокрема, оребрених дротом практично відсутні, що не дозволяє проводити науково-обґрунтований розрахунок і проектування високоефективних аміачних конденсаторів.

У даній роботі представлені результати дослідження теплообміну при конденсації аміаку, що рухається, і повітряно-аміачної суміші на пучках гладких і профільованих дротом горизонтальних труб.

1. Експериментальна установка та методика проведення досліджень

Принципова схема експериментального стенда для дослідження конденсації аміаку і повітряно-аміачної суміші на горизонтальних гладких і профільованих дротом трубах показана на рис. 2.

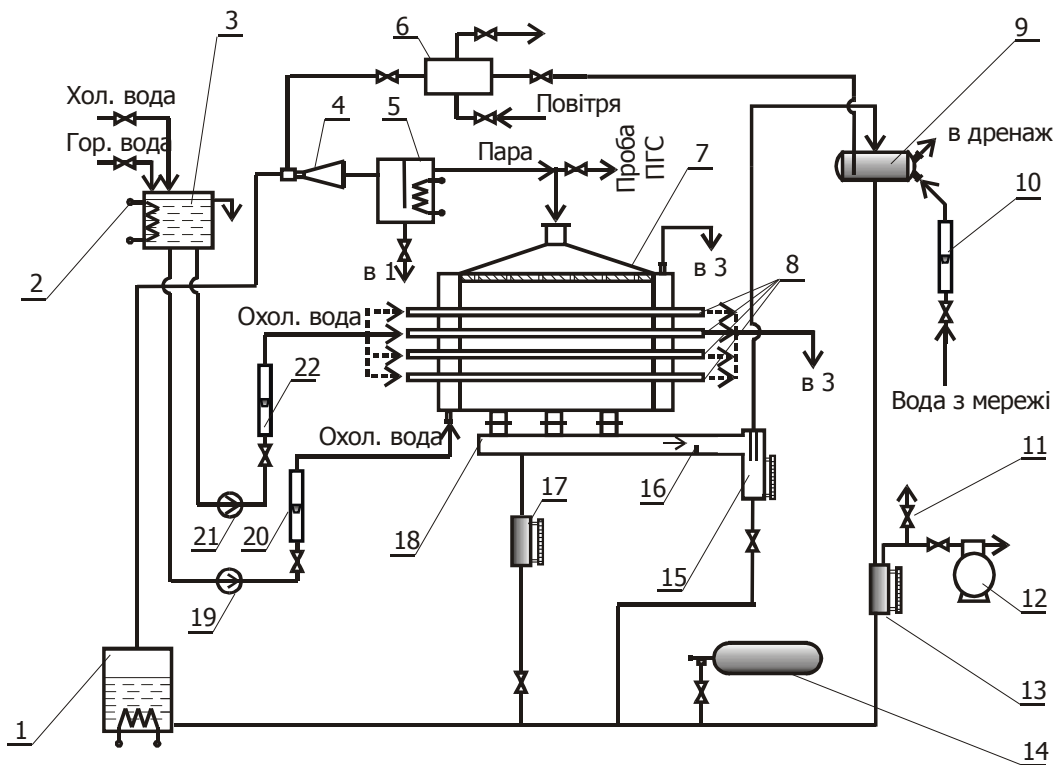


Рис. 2. Схема експериментальної установки

Пара аміаку з електрокотла 1 із регульованим навантаженням, пройшовши через пароструминний інжектор 4, сепаратор-пароперегрівник 5 надходила у дослідний конденсатор 7. Дослідний конденсатор 7 являє собою (у його основній частині) вертикальний канал прямокутного перетину, у якому розташовано трубний пучок. Відносні кроки між трубами в поздовжньому й поперечному (по ходу пари) напрямках рівні відповідно: $s/d = 1,3$ і $s/d = 1,56$. Трубний пучок дослідного конденсатора 7 складається з 17-ти стаціонарно встановлених труб із сталі X18H10T зовнішнім діаметром $d = 16$ мм (на рис. 2 не показані) і 4-х змінних труб 8. Робоча довжина труб $L = 0,64$ м. Для рівномірного розподілу пари на вході в трубний пучок установлена розподільна решітка, а канал для підведення пари виконаний у формі дифузора. Для проведення візуальних спостережень у бічних стінках корпусу дослідного конденсатора вставлені оглядові вікна. В експериментах на місце змінних труб дослідного конденсатора встановлювалися гладкі труби (сталь 10, $d_n = 16$ мм, $\delta_{cm} = 1,5$ мм) або труби зі спірално-дротовим оребренням (сталь 10, $d_n = 16$ мм, $\delta_{cm} = 1,5$ мм, $s = 4 \dots 16$ мм, $d_{op} = 1,0 \dots 1,5$ мм).

Конденсат пари з дослідного конденсатора 7 надходив при роботі всього пучка труб у мірник 15, а при роботі змінних трубок – у мірник 17, при цьому в колекторі 18 установлювалася заслінка 16.

При проведенні експериментів із чистою парою, що рухається, і повітряно-аміачною сумішшю використовувався додатковий конденсатор 9, із якого конденсат через мірник 13 самопливом повертається в котел 1.

Для заповнення й підживлення парогенератора служив балон з аміаком 14. Перед заповненням аміаком установка вакуумувалася за допомогою вакуум-насоса 12. Продувка проводилася через вентиль 11.

Охолоджуюча вода в дослідний конденсатор 7 подавалася з напірного бака 3 насосами 19 і 21 через ротаметри 20 і 22, відповідно на стаціонарно встановлені труби (на схемі не показані) і змінні експериментальні труби 8 дослідного конденсатора. Задана температура охолоджуючої води в напірному баці 3 установлювалася шляхом змішування холодної водопровідної води з водою гарячого водопостачання, а також роботою електричного нагрівача 2. Охолоджуюча вода в додатковий конденсатор 9 подавалася з мережі водопостачання через ротаметр 10.

Для введення в систему дозованої кількості повітря використовувалася мірна ємність 6. Для забезпечення циркуляції повітря в системі використовувалася пароструминний інжектор 4. Об'ємна концентрація повітря на вході в експериментальний конденсатор визначалася методом відбору проб. Температури середовищ вимірялися термометрами.

Методикою проведення експериментів передбачалося проведення всіх дослідів при постійній швидкості охолоджуючої води $w_g = 2$ м/с. При цьому густина теплового потоку задавалася температурою охолоджуючої води. Досліди проводилися в діапазоні зміни щільності теплового потоку

$\bar{q} = 7.50 \text{ кВт/м}^2$. Швидкість потоку пари, що набігає, і пароповітряної суміші в перетині міжтрубного простору дослідного конденсатора складала $w_n = 0 \dots 5 \text{ м/с}$. Температура насичення чистої пари аміаку, що конденсується, складала $T_n = 293 \dots 303 \text{ }^\circ\text{К}$.

Для дослідження впливу рядності труб (натікання конденсату) на інтенсивність теплообміну при конденсації у нижній ряд пучка дослідного конденсатора встановлювалася трубка, яка тестується, а необхідна кількість пари конденсувалася на вище розташованих трубках пучка. Максимальне відношення кількості конденсату, що натікає на трубку, яка тестується до кількості сконденсованої на ній пари $n = \sum_1^n G_i / G_1$, складало приблизно 20.

Коефіцієнт теплопередачі в експериментах визначався за формулою:

$$k = \frac{\bar{q}}{\Delta t_{\text{лог}}},$$

де $\Delta t_{\text{лог}} = (t''_e - t'_e) / \ln \frac{t_n - t'_e}{t_n - t''_e}$ – середньологарифмічний температурний напір, $^\circ\text{С}$; \bar{q} – середня густина теплового потоку, Вт/м^2 ; t_n – температура насичення, $^\circ\text{С}$; t'_e і t''_e – відповідно температура води на вході і виході з експериментальної трубки, $^\circ\text{С}$.

Густина теплового потоку обчислювалася за формулою:

$$\bar{q} = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{\pi d_n L},$$

де Q – тепловий потік; F – поверхня гладкої труби; L – довжина робочої ділянки труби.

Тепловий потік визначався за зміною ентальпії охолоджуючої води:

$$Q = G_e \cdot c_e (t''_e - t'_e),$$

де G_e – витрата охолоджуючої води, кг/с ; c_e – питома теплоємність охолоджуючої води, Дж/кгК .

Для перевірки теплового балансу в експериментах періодично вимірювався тепловий потік за кількістю пари, що сконденсувалася. При цьому баланс сходився з похибкою $\pm 5 \%$.

У дослідах із чистою парою і пароповітряною сумішшю середній коефіцієнт тепловіддачі (віднесений до поверхні гладкої труби із зовнішнім діаметром d_n) визначався за формулою:

$$\bar{\alpha}_{n(cm)} = \frac{1}{\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_e} \frac{d_n}{d_{en}} + \frac{d_n \ln d_n / d_{en}}{2 \lambda_{cm}} \right)},$$

де k – коефіцієнт теплопередачі; λ_{cm} – коефіцієнт теплопровідності стінки труби; d_n і d_{en} – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри труби; $\alpha_e = Nu \cdot \lambda_e / d_{en}$ – коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до охолодженої води в трубах, $\text{Вт/м}^2 \text{ ДО}$; λ_e – коефіцієнт теплопровідності охолоджуючої води при середній температурі $\bar{t}_e = (t''_e + t'_e) / 2$, Вт/мК ; $Nu = 0,0021 Re^{0,8} Pr^{0,43}$ – число Нуссельта; $Re = w \cdot d_{en} / \gamma_e$ – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля для води при \bar{t}_e ; γ_e – коефіцієнт кінематичної в'язкості води при \bar{t}_e , $\text{м}^2/\text{с}$.

Для обробки експериментальних даних по тепло- і масообміну при конденсації пари з потоку пароповітряної суміші на гладких і оребрених дротом трубах передбачалося використання методики [5], що ґрунтується на тому, що загальний термічний опір тепловіддачі можна розглядати як суму термічних опорів:

$$R_{cm} = \frac{1}{\bar{\alpha}_{cm}} = \frac{t_{cm} - t_{cp}}{q} = R_{\text{диф}} + R_{\phi} + R_{nl},$$

де $\bar{\alpha}_{cm}$ – коефіцієнт тепловіддачі парогазової суміші; $R_{\text{диф}} = \frac{1}{r \beta_p} \cdot \frac{t_{cm} - t_{cp}}{P_n - P_{cp}} + \frac{1}{\alpha_k}$ – дифузійний опір; t_{cm} , t_{cp} , t_{cm} – відповідно температури парогазової суміші в ядрі потоку, на границі поділу фаз і температура стінки; P_n , P_{cp} – парціальні тиски пари в ядрі потоку парогазової суміші і на границі поділу фаз; r – питома теплота фазового переходу; $\beta_p = \frac{\bar{q}}{r(P_n - P_{cp})}$ – коефіцієнт масовіддачі, віднесений до різниці

парціальних тисків пари в ядрі потоку P_n і на поверхні плівки P_{ep} ; $\bar{\alpha}_\kappa$ – коефіцієнт конвективної тепловіддачі; $R_{nl} = \frac{1}{\alpha_n}$ – термічний опір плівки конденсату; $\bar{\alpha}_n$ – коефіцієнт тепловіддачі, що відповідає випадку конденсації чистої пари при заданому тепловому потоці \bar{q} і швидкості пари w ; R_ϕ – термічний опір фазового переходу.

При конденсації пари речовин із значною теплотою фазового переходу (аміак, водяна пара) і при об'ємній концентрації повітря $\varepsilon_v > 0,01$ можна знехтувати термічним опором на границі поділу фаз ($R_\phi \approx 0$) і конвективною тепловіддачею від парогазової суміші до плівки конденсату ($\alpha_\kappa = 0$) [6]. Тоді значення термічного опору тепловіддачі при конденсації пари з потоку парогазової суміші можна визначити за формулою:

$$R_{cm} = R_{diff} + R_{nl} = \frac{1}{\bar{\alpha}_{cm}} = \frac{1}{\bar{\alpha}_{diff}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_n} \quad (1)$$

При обробці дослідних даних по конденсації водяної пари з пароповітряної суміші параметри на границі поділу фаз визначали в такий спосіб: температура пари на границі поділу фаз t_{ep} визначалася з рівняння:

$$\left(t_{e''} - t_{e'} \right) / \ln \frac{t_{ep} - t_{e'}}{t_{ep} - t_{e''}} = \bar{q} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_e} \frac{d_n}{d_{en}} + \frac{d_n \ln d_n / d_{en}}{2\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_n} \right),$$

де значення $\bar{\alpha}_n$ визначалися з попередньо проведених на даній установці дослідів для випадку конденсації чистої пари, що рухається. Тиск пари на границі поділу фаз P_{ep} визначався як тиск насиченої пари при температурі t_{ep} , тиск суміші P_{cm} визначався в експерименті за зразковим манометром (з урахуванням барометричного тиску).

При обробці отриманих даних були також використані результати експериментів по конденсації чистої, практично нерухомої пари аміаку на гладких трубах і трубах із спіральньо-дротовим оребренням з оптимальними параметрами ($s = 8$ мм) в умовах натікання конденсату (рядності). Нижче наведені узагальнюючі залежності з [2]:

а) для гладкої труби

$$Nu_{zn} = 0,947 Re_q^{-0,2} Re_{nl}^{-0,13}; \quad (2)$$

б) для оребреної труби

$$Nu_p = 2,46 Re_q^{-0,28} Re_{nl}^{-0,04}, \quad (3)$$

де

$$Nu_{zn(p)} = \frac{\alpha_{zn(p)}}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3}; \quad Re_q = \frac{\pi d_n q_i}{\mu r} = 3 \div 30; \quad Re_{nl} = \frac{\pi d_n}{\mu r} \sum_1^n q_i = \frac{\Gamma}{\mu} = 3 \div 70;$$

q_i – густина теплового потоку на трубці, яка тестується (віднесена до поверхні гладкої труби), Вт/м²; Γ – густина зрошення на трубці, яка тестується, кг/м·с.

2. Результати досліджень

Відповідно до прийнятої методики проведення експериментів, спочатку були проведені досліди з чистою парою, яка рухається, що дозволило надалі (при обробці даних експериментів при конденсації аміаку в присутності повітря) визначити температуру на границі поділу фаз t_{ep} .

Отримані експериментальні дані по тепловіддачі при конденсації чистої пари аміаку, що рухається, на одиночних і пучках гладких та оребрених дротом (з оптимальними параметрами) трубах були опрацьовані в координатах $\bar{\alpha}_n^{zn(p)} / \bar{\alpha}_0^{zn(p)} - f(\chi^4 Fr / Pr K)$ (рис. 3), запропонованих у [7]. На рис. 3 лінія 1 розрахована за формулою з [7]:

$$\frac{\bar{\alpha}_n}{\bar{\alpha}_0} = \left(1 + 3,62 \chi^4 \frac{Fr}{Pr_\kappa K} \right), \quad (4)$$

де $\bar{\alpha}_n$ і $\bar{\alpha}_0$ – відповідно коефіцієнти тепловіддачі при конденсації чистої, що рухається, і нерухомої пари; $Fr = w_n / (g d_n)$ – критерій Фруда; $Pr_\kappa = \nu_\kappa / a_\kappa$ – критерій Прандтля (для конденсату); $K = r / (c_p \Delta T)$ – критерій Кутателадзе; $\chi = 0,9(1 + Pr K / R)^{0,33}$, $R = (\rho_\kappa \mu_\kappa / \rho_n \mu_n)^{0,5}$.

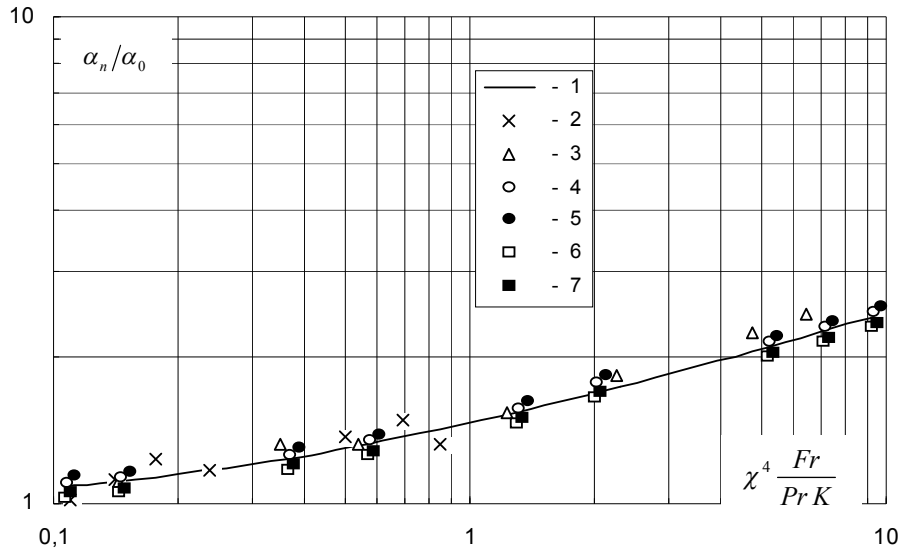


Рис. 3. Вплив швидкості пари на тепловіддачу при конденсації на горизонтальних гладких і ребрених трубах:
 1, 2, 3, 4, 6 – одиночні труби ($n = 1$); 5, 7 – $n = 20$;
 1 – розрахунок за формулою (3); 2 – вода; 3 – фреон – 21; 4÷7 – аміак;
 1 ÷ 5 – гладкі труби; 6, 7 – спірально-дротове ребрення

З рис. 3 видно, що отримані в наших дослідях експериментальні значення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації чистої пари, що рухається, для одиночної гладкої труби добре узгоджуються з даними інших авторів і залежністю (4), що свідчить про працездатність обраної методики проведення експериментів і достовірність отриманих даних. Дані експериментів при конденсації в умовах натікання конденсату (рядності) для гладких і ребрених труб також задовільно узгоджуються з залежністю (4) з достатньою для інженерних розрахунків точністю ($\pm 15\%$). В усьому дослідженому нами діапазоні зміни швидкості з її збільшенням інтенсивність тепловіддачі збільшується, причому ступінь впливу швидкості потоку як для одиночної ребреної труби, так і у випадку натікання конденсату практично така ж, як і для гладкої труби.

На рис. 4 дослідні дані з масовіддачі при конденсації пари з парогазової суміші (ПГС) для різних робочих тіл і теплообмінних поверхонь [8, 9], а також наші дані для повітряно-аміачної суміші при конденсації на одиночних, а також розташованих у пучку гладких і ребрених трубах, представлені у вигляді залежності, запропонованої Берманом у [10, 11]:

$$\frac{Nu_D \pi_D}{Nu_{D0}} = f\left(\frac{\varepsilon_z}{\pi_D}\right).$$

Тут $Nu_D = \frac{\beta d}{D}$ – дифузійне число Нуссельта; $Nu_{D0} = A \cdot Re^m Pr_D^n$ – дифузійне число Нуссельта, підраховане на підставі наближеної аналогії процесів теплообміну і масообміну, що роздільно протікають; β – коефіцієнт масовіддачі, м/с; D – коефіцієнт молекулярної дифузії, м²/с; $\pi_D = (P_n - P_{sp})/P_{cm}$; $\varepsilon_z = (P_{cm} - P_n)/P_{cm}$; $Re = w_{cm} d_n / \gamma_{cm}$ – критерій Рейнольдса для ПГС; $Pr_D = \gamma_{cm} / D$; γ_{cm} – кінематична в'язкість ПГС; A, m, n – вибираються в залежності від виду теплообмінної поверхні і гідродинамічних умов.

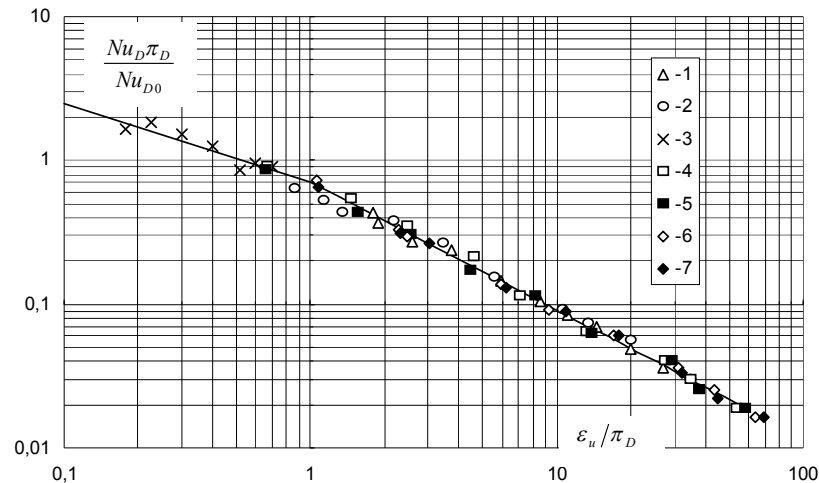


Рис. 4. Масовіддача при конденсації пари з парогазової суміші:
 1 – водяна пара – повітря [9]; 2 – фреон – повітря [8];
 3 – водяна пара – гелій [8]; 4÷7 аміак–повітря; 4, 5 – гладкі труби;
 6, 7 – оребрені; 4, 6 – одиночні труби ($n = 1$); 5, 7 – $n = 20$

У наших експериментах при визначенні Nu_{D0} ми використовували рівняння, побудовані за аналогією з рівняннями для теплообміну при поперечному обтіканні труб без зміни агрегатного стану з [12]:

при $5 < Re_{cm} < 1000$

$$Nu = 0,5 \cdot Re_{cm}^{0,5} Pr_D^{0,38};$$

при $10^3 < Re_{cm} < 2 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,25 \cdot Re_{cm}^{0,6} Pr_D^{0,38}.$$

Значення β знаходилося зі співвідношення:

$$\beta_p = \beta \rho_n \ln \left(\frac{P_{cm} - P_{zp}}{P_{cm} - P_n} \right) / (P_n - P_{zp}),$$

де $\rho_n = M_n P_{cm} / RT$ – густина пари при тиску суміші і температурі $T = 0,5(T_n + T_{zp})$, кг/м³; M_n – молярна маса пари, кг/кмоль; $R = 8314$ Дж/кмольК – універсальна газова постійна; $\beta_p = \frac{\bar{q}}{r(P_n - P_{zp})}$ – коефіцієнт масовіддачі, віднесений до різниці парціальних тисків пари в ядрі потоку P_n і на поверхні плівки P_{zp} , обчислювався за даними експерименту, кг/(м²·с·Па).

Значення коефіцієнта молекулярної дифузії визначалося для параметрів експерименту за формулою з [13]:

$$D = D_0 \frac{P_0}{P_{cm}} \left(\frac{T_{cm}}{T_0} \right)^{3/2},$$

де значення D_0 бралися з таблиць [13] для $T_0 = 273$ °К і $P_0 = 0,1$ мПа.

Масовіддача при конденсації пари з ПГС як на гладких, так і оребрених трубах істотно залежить від концентрації повітря в ПГС. Однак на трубах зі спіральнo-дротовим оребренням інтенсивність масообміну більше приблизно у 1,5 раза (дорівнює коефіцієнту оребрення поверхні). Масовіддача для труб, які знаходяться в умовах натікання, трохи вища, ніж для одиночних труб. Це можна пояснити тим, що конденсат, що натікає на трубу, і краплі й струмені, що відриваються в піддонній частині труби, руйнують шар з підвищеним вмістом газів, що не конденсуються (повітря), який утворюється навколо труби. При цьому, інтенсивність руйнування цього шару росте зі збільшенням числа падаючих на трубу крапель і струменів в умовах роботи пучка труб.

Отримані в наших експериментах дані для середніх коефіцієнтів масовіддачі при конденсації пари з повітряно-аміачної суміші як на гладких, так і оребрених трубах узагальнюються (із достатньою для інженерних розрахунків точністю $\pm 15\%$) залежністю з [14]:

$$\frac{Nu_D \pi_D}{Nu_{D0}} = \ln \left(\frac{P_{cm} - P_{zp}}{P_{cm} - P_n} \right) = \ln \left(\frac{\pi_D}{\varepsilon_z} + 1 \right), \quad (5)$$

яка ґрунтується на відомій формулі Стефана [15] для потоку пари при конденсації з ПГС.

Висновки

Отримані експериментальні дані свідчать про істотний вплив присутності газів, що не конденсуються (повітря), на масообмін при конденсації аміаку. У цілому, зниження масовіддачі призводить до зниження загального коефіцієнта тепловіддачі пароповітряної суміші. При розробці нових конструкцій теплообмінників бажано максимально ущільнювати міжтрубний простір, при цьому швидкість парогазової суміші зростає, що призводить до росту тепловіддачі. Застосування спіральнo-дротового оребрення в аміачних конденсаторах дозволяє інтенсифікувати процес конденсації як чистої пари, так і парогазової суміші. Збільшення кількості пари, що сконденсувалося, на трубах із дрововим оребренням у порівнянні з гладкими, викликано зменшенням термічного опору плівки конденсату за рахунок дії сил поверхневого натягу, а також за рахунок збільшення поверхні оребрених труб.

Запропоновані в роботі узагальнюючі залежності дозволяють проводити зонний (від ряду до ряду) тепловий розрахунок трубних пучків аміачних конденсаторів із гладкими трубами й трубами зі спіральнo-дротовим оребренням у діапазоні концентрацій повітря $\varepsilon_v = 0 \div 30 \%$.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Риферт В.Г., Трокоз Я.Е., Задирака В.Ю.* Интенсификация теплоотдачи при конденсации паров аммиака на пучке трубок с проволочным оребрением // Холодильная техника. – 1984. – № 5. – С. 40–43.
2. *Риферт В.Г., Трокоз Я.Е.* Исследование конденсации пара на горизонтальных профилированных проволокой трубах // В сб. научн. трудов: Кипение и конденсация. – Рига, 1987. – С. 88–98.
3. *Мазюкевич И.В.* Опытное исследование теплообмена при конденсации паров аммиака из смеси с воздухом на горизонтальной трубе // Журнал прикладной химии. – 1960. – Т. 33. – № 5. – С. 1060–1068.
4. *Мирмов Н.И., Емельянов Ю.В.* О коэффициенте теплопередачи в аммиачных конденсаторах // Холодильная техника. – 1975. – № 9. – С. 37–39.
5. *Берман Л.Д., Фукс С.Н.* Массообмен в конденсаторе с горизонтальными трубками при содержании в паре воздуха // Теплоэнергетика. – 1958. – № 8. – С. 66–74.
6. *Берман Л.Д.* Сопроствление на границе фаз при пленочной конденсации пара низкого давления // В кн.: Процессы фазового превращения в разреженной среде и методы расчета теплотехнических аппаратов: Труды ВНИИХиммаш. Вып. 36. – М., 1961. – С. 66–89.
7. *Fujii T., Uehara H., Kurata C.* Laminar filmwise condensation of flowing vapour on a horizontal cylinder // Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 1972. – vol. 15. – № 2. – P. 235–246.
8. *Бобе Л.С., Солоухин В.А.* Тепло- и массообмен при конденсации пара из парогазовой смеси при турбулентном течении внутри трубы // Теплоэнергетика. – 1972. – № 9. – С. 27–30.
9. *Бобе Л.С., Мальшев Д.Д.* К расчету конденсации пара при поперечном обтекании труб парогазовой смесью // Теплоэнергетика. – 1971. – № 12. – С. 84–86.
10. *Берман Л.Д.* О критериях подобия для совместно протекающих процессов тепло- и массообмена в гетерогенных системах // Журнал технической физики. – 1958. – Т. 28, Вып. II. – С. 2617–2629.
11. *Берман Л.Д.* К обобщению опытных данных по тепло- и массообмену при испарении и конденсации // Теплоэнергетика. – 1980. – № 4. – С. 8–13.
12. *Жукаускас А.А.* Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
13. *Аношин И.М.* Теоретические основы массообменных процессов пищевых производств. – М.: Пищевая промышленность, 1970. – 342 с.
14. *Гусев В.А.* Еще раз о конденсации пара из парогазовых смесей // Теплоэнергетика. – 1988. – № 5. – С. 46–47.
15. *Франк-Каменецкий Д.А.* Диффузия и теплопередача в химической кинетике. – М.: Наука, 1987. – 430 с.

БАРАБАШ Петро Олексійович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, завідувач НДІ “Тепло-масообмінні апарати й установки” кафедри теоретичної і промислової теплотехніки Національного технічного університету України “КПІ”.

Наукові інтереси:

– питання тепло-масообміну.

Тел./факс (044) 241-86-19, д. 532-96-04.

ГОЛУБСВ Олексій Борисович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник кафедри теоретичної і промислової теплотехніки Національного технічного університету України “КПІ”.

Наукові інтереси:

– питання тепло-масообміну.

Тел./факс (044) 241-86-19, д. 274-60-22.

ГОРІН Вадим Вікторович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник кафедри теоретичної і промислової теплотехніки Національного технічного університету України “КПІ”.

Наукові інтереси:

– питання тепло-масообміну.

Тел./факс (044) 241-86-19, д. 565-94-88.

РІФЕРТ Володимир Густавович – доктор технічних наук, професор, завідувач НДЛ термодистиляції й інтенсифікації тепло-масообміну Національного технічного університету України “КПІ”.

Наукові інтереси:

– питання тепло-масообміну.

Тел./факс (044) 241-87-03, д. 417-18-96

E-mail: thermo@thermo.inec.kiev.ua

ТРОКОЗ Ярослав Євгенович – науковий співробітник кафедри теоретичної і промислової теплотехніки Національного технічного університету України “КПІ”.

Наукові інтереси:

– питання тепло-масообміну.

Тел./факс (044) 241-86-19, д. 532-02-59

ШЕПЕЛЬ Валерій Іванович – науковий співробітник Національного технічного університету України “КПІ”.

Наукові інтереси:

– питання тепло-масообміну.

Тел./факс (044) 442-05-55, д. 574-73-07.

Подано 25.01.2002

Барабаш П.О., Голубев О.Б., Горін В.В., Ріферт В.Г., Трокоз Я.Є., Шепель В.І. Модернізація холодильних машин для конденсації пари аміаку з повітряно-аміачної суміші
Барабаш П.А., Голубев А.Б., Горин В.В., Риферт В.Г., Трокоз Я.Е., Шепель В.И. Модернизация холодильных машин для конденсации пара аммиака с воздушно-аммиачной смеси
Barabash P.A., Golubev O.B., Gorin V.V., Rifert V.G., Trokoz Ya.Ye., Shepel V.I The condensation pair of ammonia vapour at the condensators

УДК 536.423.4

Модернизация холодильных машин для конденсации пара аммиака с воздушно-аммиачной смеси / П.А. Барабаш, А.Б. Голубев, В.В. Горин, В.Г. Риферт, Я.Е. Трокоз, В.И. Шепель

Рассмотрены существующие конструкции конденсаторов пара аммиака, показаны их существенные недостатки и предложены пути усовершенствования их конструкций. Описана, разработанная авторами, усовершенствованная конструкция аммиачных конденсаторов холодильных машин на основе спирально-проволочного оребрения горизонтальных труб. Рассмотрены результаты исследования тепло- и массообмена при конденсации пары аммиака из воздушно-аммиачной смеси на усовершенствованных авторами профильной проволокой трубах оптимальными параметрами конденсаторах.

УДК 536.423.4

The condensation pair of ammonia vapour at the condensators / P.A. Barabash, O.B. Golubev, V.V. Gorin, V.G. Rifert, Ya.Ye. Trokoz, V.I Shepel

The existing constructions of ammonia vapour condensators are given and the ways of improvement of their constructions are offered. The improved construction of ammonia condensators of coolers on the basis of spiral-wire finning of horizontal pipes is described. The results of heat-and-mass exchange research are considered from air-ammonia mixture at improved with the help of wire pipes by optimal parameter condensators.

The modernization of the cold storage plant for the condensation of ammonia vapour from air-ammonia mixture.