

УДК 536.246:536.422.4

¹В.П. Квасніков, д.т.н., проф.²В.В. Горін, к.т.н., с.н.с.

ТЕПЛООБМІН ПРИ КОНДЕНСАЦІЇ ХЛАДОНУ R22 ВСЕРЕДИНІ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ТРУБ

¹Національний авіаційний університет

E-mail: kvp@nau.edu.ua

²Національний технічний університет України «КПІ»

E-mail: gorin@i.com.ua

Наведено результати експериментальних досліджень процесу конденсації рухомої пари води і хладону R22 всередині горизонтальної гладкої труби у разі турбулентних парового ядра і плівки. Узагальнено експериментальні дані.

конденсація рухомої пари, тепловіддача, турбулентне парове ядро, холодильна установка

Вступ

Завдання про конденсацію пари в горизонтальних трубах актуальне для створення нових перспективних енергозберігаючих тепломасообмінних апаратів для енергетики, хімічної промисловості та холодильного машинобудування.

Аналізуючи процес конденсації пари всередині горизонтальної труби, слід враховувати режими течії двофазового потоку на різних ділянках уздовж труби, а також знати тип течії (ламіна́рний або турбулентний) плівки конденсату та пари.

Аналіз досліджень і публікацій

Вивчення процесів теплообміну під час конденсації пари всередині труби передбачає застосування теоретичних та експериментальних методів.

Точність теоретичних методів недостатня для побудови на їх основі методик для вирішення інженерних завдань.

Для інженерних розрахунків теплообмінних апаратів важливими є експериментальні методи дослідження процесів теплообміну, які протікають в цих апаратах.

Отримані дані експериментальних досліджень здебільшого використовують для розроблення методик інженерних розрахунків теплообмінних апаратів.

Обладнанням для дослідження конденсації всередині труби є теплообмінники типу «труба в трубі», що зовні охолоджуються водою.

Методи експериментальних досліджень теплообміну можна розділити на чотири групи визначення:

– коефіцієнта теплопередачі, який використовується під час розроблення методики розрахунку теплообмінників;

– середнього коефіцієнта тепловіддачі з боку одного теплоносія шляхом його розрахунку через експериментально визначений коефіцієнт теплопередачі та розрахований за відомими залежностями коефіцієнт тепловіддачі з боку іншого теплоносія;

– середнього на поверхні теплообміну коефіцієнта тепловіддачі безпосередніми вимірюваннями;

– локального на поверхні теплообміну коефіцієнта тепловіддачі.

Перші методи експериментальних досліджень теплообміну реалізуються найпростіше, але вони дозволяють отримати результати, які відтворюються лише стосовно теплообмінників одного типу.

Другі методи реалізувати досить просто, але вони мають задовільну точність лише за наявності інформації про «точне» значення «реперного» коефіцієнта тепловіддачі з іншого боку теплообмінної поверхні.

Треті методи забезпечують отримання надійних даних із середніх значень коефіцієнтів тепловіддачі у разі конвективного теплообміну та під час фазових перетворень, але забезпечують досить обмежену інформацію про фізику явищ.

Четверті методи дозволяють експериментально визначити локальні значення температур теплообмінної поверхні та локальних густин теплового потоку. З їх допомогою визначаються локальні коефіцієнти тепловіддачі.

Останні методи найскладніше реалізувати, але вони забезпечують отримання найбільш повної інформації з теплових та гідродинамічних процесів, що супроводжують передачу тепла від теплоносія до стінки, чи навпаки.

Постановка проблеми

Аналіз методів експериментальних досліджень теплообміну під час конденсації холодильних агентів у горизонтальних трубах показав, що для того, щоб експериментально отримати найбільш повну інформацію про гідродинаміку та теплообмін при конденсації холодильних агентів у горизонтальних трубах. Найбільш перспективний – четвертий метод. Як такий вибрано метод товстостінної труби [1–3]. Суть методу полягає в експериментальному визначенні поля температур у тілі товстостінної робочої ділянки з подальшим розрахунком розподілу температури на поверхні теплообміну, градієнтів температури на межі стінка–теплоносій та розподілу коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні теплообміну.

Характерною особливістю процесу конденсації у горизонтальній трубі є суттєва різниця локальних коефіцієнтів тепловіддачі не тільки по її довжині, а й по периметру поперечного перерізу труби. Причому градієнт коефіцієнта тепловіддачі по довжині значно менший порівняно з градієнтом коефіцієнта тепловіддачі в поперечному перерізі. Ураховуючи цю особливість, у разі застосування методу товстої стінки необхідно особливу увагу приділити визначенню розподілу температур по поперечному перерізу товстостінної робочої ділянки з забезпеченням (по можливості) ізо-термічних умов на кожній із твірних внутрішньої поверхні робочої ділянки.

У цій роботі необхідно експериментально визначити розподіл температур на внутрішньому та зовнішньому периметрах поперечного перерізу робочої ділянки.

Локальний коефіцієнт тепловіддачі у процесі конденсації пари всередині горизонтальної труби

Як і для ламінарної плівки, за турбулентного режиму її течії актуальною буде залежність, яка передбачає (через малу товщину плівки) рівність напружень тертя на стінку труби при русі плівки і на поверхню плівки під час руху потоку пари, тобто відповідно до роботи [1]:

$$\tau_{пл} = \tau_{ст}, \quad (1)$$

де $\tau_{ст}$ – напруження тертя під час руху пари відносно поверхні плівки (приблизно вважається, що $\bar{W}_{пл} \approx (\bar{W}_{ст} - \bar{u})$):

$$\tau_{ст} = \frac{C_f}{2} \rho_{ст} \bar{W}_{ст}^2.$$

Зміниться тільки вираз для напруження тертя під час руху плівки, який в цьому випадку можна записати так:

$$\tau_{пл} = \frac{\xi \rho \bar{u}^2}{8} = \frac{0.184 \rho \bar{u}^2}{8 \text{Re}^{0.2}}. \quad (2)$$

Гідрравлічний коефіцієнт опору, що був використаний у рівнянні (2), має майже однаковий результат, що й формула Блазіуса.

Тепер, підставляючи відповідні значення в формулу (1), можна отримати залежність для товщини турбулентної плівки конденсату δ за вказаних режимних умов:

$$\delta = 0.053 C_f^{-0.5} \text{Fr}^{-0.5} \text{Re}^{0.9} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (3)$$

У рівнянні (3) критерій Фруда визначаємо за формулою:

$$\text{Fr} = \frac{\rho_{ст} (\rho - \rho_{ст}) W_{ст}^2}{\rho^2 (vg)^{\frac{2}{3}}}.$$

Локальний коефіцієнт тепловіддачі α будемо визначати за формулою, що використовувалася для режимних умов у роботах [1; 2]:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d_{екв.}}{\lambda} = 0,023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.43}. \quad (4)$$

Оскільки число Рейнольдса для плівки визначалося за її еквівалентним діаметром ($d_{екв.} = 4\delta$), то, підставляючи відповідні значення в рівняння (4), отримаємо кінцевий вираз для безрозмірного локального коефіцієнта тепловіддачі для режимних умов у вигляді

$$Nu \equiv \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,11 C_f^{0,5} Fr^{0,5} Re^{-0,1} Pr^{0,43}. \quad (5)$$

Авторам статті напівемпірична залежність (5) в літературі не траплялась.

Для перевірки отриманих залежностей (3) і (5) використаємо результати дослідів конденсації водяної пари всередині горизонтальної труби за значної її швидкості [3]. Для цього проведено відповідну роботу з адаптації цих даних до умов отримання значень локальних α .

З усього масиву даних, наведених у роботі [3], вибрано результати дослідів з тепловіддачі у процесу конденсації водяної пари всередині горизонтальної труби зі сталі 1X18H9T довжиною $L = 2,5$ м, внутрішнім діаметром 17 мм, масовим вмістом пари на її вході та виході відповідно $x_1 = 1$ та $1 > x_2 > 0$. Параметри пари, що подавалася на конденсацію, були такі: тиск на вході 12,3; 24,5 і 58,7 бара (відповідно температура насичення становила 189, 223 і 274 °C).

Швидкість пари на вході в трубу при цьому змінювалася в діапазоні $W_{п.вх} = 9 \dots 50,8$ м/с. Для кожної дослідної точки вказувалися витрати пари, вміст пари на виході з труби x_2 , середній питомий тепловий потік \bar{q} , різниця температур насичення і середньої температури внутрішньої поверхні стінки труби, середній коефіцієнт тепловіддачі, гідравлічний опір тертя.

Наведені параметри дозволяють для кожної дослідної точки отримати значення локальних (або таких, що наближаються до них) коефіцієнтів тепловіддачі. Процедура отримання таких величин була такою.

Якщо записати рівняння суцільності парового потоку під час конденсації у вигляді

$$\frac{d}{dz} \left(-W_{п} \frac{\pi D_B^2}{4} \right) \approx \frac{\bar{q} \pi D_B}{r \rho_{п}},$$

то за граничних умов $z = 0$, $W_{п} = W_{п.вх}$ можна отримати формулу для визначення швидкості пари в будь-якій точці повздовжньої осі труби:

$$W_{п} = W_{п.вх} - \frac{4\bar{q}z}{r \rho_{п} D_B}. \quad (6)$$

Розглянемо зміну інтенсивності тепловіддачі по довжині труби за вказаних режимних умов. У роботі [2] показано, що на будь-якій ділянці горизонтальної труби за наявності турбулентних парового ядра (з будь-якою часткою винесення

конденсату) і плівки між середнім значенням коефіцієнта тепловіддачі на цій ділянці $\bar{\alpha}$ і його локальними значеннями на її початку та кінці α_1, α_2 існує залежність:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2},$$

тобто лінійне змінювання локального α по довжині. Це видно зі структури залежності для середнього коефіцієнта тепловіддачі:

$$Nu_d = c Re_d^{0,8} Pr^{0,43} \frac{1}{2} \left[\sqrt{1+x_1 \left(\frac{\rho}{\rho_{п}} - 1 \right)} + \sqrt{1+x_2 \left(\frac{\rho}{\rho_{п}} - 1 \right)} \right];$$

$$Nu_d = \frac{\bar{\alpha} d}{\lambda};$$

$$Re_d = \frac{4G_{сум}}{\pi d \mu},$$

де x_1, x_2 – відповідно масовий витратний паровміст у вхідному та вихідному перерізах ділянки труби, що розглядається:

$$x_i = (G_{п} / G_{сум})_i.$$

Для сталевих труб $c = 0,024$, для мідних – $c = 0,032$.

Усі фізичні параметри вибираються за температурою насичення.

Це також підтверджується умовами організації процесу конденсації на дослідній установці, коли труба на ній охолоджувалася в киплячій воді, внаслідок чого температурний перепад $T_{н} - T_{ок}$ по довжині труби не змінювався.

Звідси випливає, що посередині ділянки локальний коефіцієнт тепловіддачі щонайменше близький до значення середнього коефіцієнта тепловіддачі для цієї ділянки $\bar{\alpha}$. Тобто локальні коефіцієнти тепловіддачі за $L/2 = 1,25$ м для даних роботи [3] можна брати такі, що дорівнюють $\bar{\alpha}$ для кожної експериментальної точки.

Для $z = L/2$ залишилося визначити:

- швидкість потоку пари $W_{п}$;
- коефіцієнт тертя C_f , критерій Фруда Fr ;
- плівкове число Рейнольдса

$$Re = \frac{4\bar{q}z}{r \rho v}$$

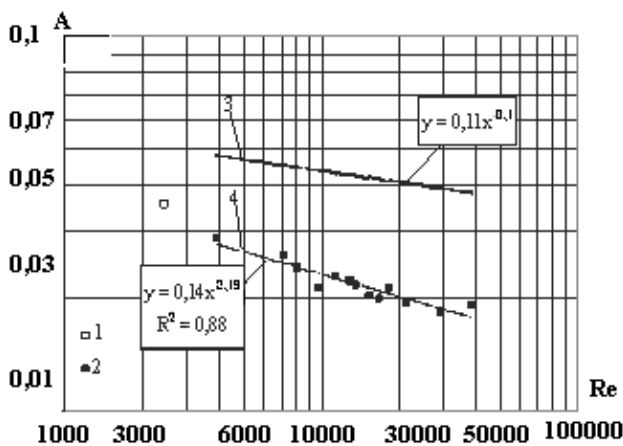
Відхилення величини $W_{п}$, що визначається за формулою (6) від значення, розрахованого за експериментальними даними для витрат пари G , і її вмісту на виході з труби x_2 :

$$W_{II} = \frac{4Gx_2}{3600 \rho_{II} \pi D_B^2}$$

становить такі значення з 13 експериментальних режимів:

- для одного 19%;
- для другого 11%;
- для решти від 0,02 до 8,8%.

Узагальнення даних роботи [3] згідно отриманих локальних коефіцієнтів тепловіддачі у процесі конденсації водяної пари всередині горизонтальної труби у разі турбулентних парового ядра і плівки, показано на рисунку.



Узагальнення дослідних даних [3] у разі турбулентних парового ядра і плівки:

- 1 – експериментальна точка за $W_{II} = 2,58$ м/с, $Re = 2420$;
- 2 – експериментальні дані роботи [3];
- 3 – розрахунок за формулою (5);
- 4 – апроксимаційний графік даних роботи [3]

По осі ординат відкладено значення величини

$$A = \frac{\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}}{C_f^{0.5} Fr^{0.5} Pr^{0.43}},$$

по осі абсцис:

$$Re = \frac{2\bar{q}L}{r\bar{p}v}.$$

Дослідні дані роботи [3] задовільно апроксимуються графіком 4 з достовірністю 0,88.

Графік 3, побудований відповідно нашої напівемпіричної залежності (5), по осі A майже еквідистантно (на 40 % за менших значень Re і на 49,5 % за більших його значень) розміщується вище апроксимаційного графіка 4.

Для цих дослідних даних актуальним є винесення конденсату паровим потоком з поверхні його плівки, що призводить до зменшення її товщини. Але на відміну від розшарованого режиму течії, тут це зменшення призводить до зниження інтенсивності тепловіддачі, що є характерним тільки для турбулентної плівки.

Таким чином, ні залежність [4]

$$Nu_{\bar{\alpha}} \equiv \frac{\bar{\alpha}}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 1,5 C_f^{0.5} Fr^{0.38} Re_{nl}^{-0.26},$$

ні його концепція (про збереження завдяки інтенсивному винесенню конденсату) ламінарної закономірності конденсації аж до чисел $Re < 40000$ не підтверджується ні нашими теоретичними (залежність (5)) та експериментальними дослідженнями [3] конденсації пари у разі його значної швидкості в горизонтальній трубі.

Щодо експериментальної точки (маркер 1) можна відзначити таке. Трохи збільшене по осі A її значення може бути результатом цілком імовірного відхилення дослідних даних як від якогось середнього значення, так і закономірного перебування її в перехідній ділянці з підвищеними за абсолютної величини показниками степеня при плівковому числі Re. Відповідь може дати проведення дослідів в інтервалі плівкових чисел $1500 < Re < 5000$.

Експериментальні дані дозволили скоригувати теоретичну залежність (5) до вигляду:

$$Nu \equiv \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,14 C_f^{0.5} Fr^{0.5} Re^{-0.19} Pr^{0.43}. \quad (7)$$

Відхилення дослідних даних від розрахункових за формулою (7) становить не більше $\pm 8\%$, що дає змогу рекомендувати її для практичного використання в розрахунках.

Висновки

Теоретичні і експериментальні дослідження, що проведені для конденсації пари всередині горизонтальної гладкої труби у разі турбулентних паровому ядрі і плівці, дозволили вперше отримати узагальнювальну залежність (7) для локальних коефіцієнтів тепловіддачі стосовно умов роботи, характерних для холодильних установок.

Разом з коригованою формулою для критеріїв визначення межі існування уздовж труби відповідних режимів течії фаз

$$\left(\text{Fr}C_f\right)_{\text{кл}} = 12,81\text{Re}_{\text{пл}}^{1/3}$$

ці залежності є основою для побудови методики розрахунку конденсаторів холодильних установок.

Література

1. Консетов В.В. Теплообмен при конденсации пара внутри горизонтальных труб / В.В. Консетов // ИФЖ. – 1960. – Т. III, № 6. – С. 9–16.

2. Бойко Л.Д. Теплоотдача при конденсации пара в трубе / Л.Д. Бойко, Г.Н. Кружилин // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1966. – № 5. – С. 113–128.

3. Бойко Л.Д. Исследование теплоотдачи при конденсации пара внутри трубы / Л.Д. Бойко // Теплообмен в элементах энергетических установок. – Л.: Наука, – 1966. – С. 197–212.

4. Риферт В.Г. Режимы течения фаз и теплообмен при конденсации пара внутри горизонтальных труб / В.Г. Риферт, А.И. Сардак, А.Н. Тобилевич // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1985. – № 4. – С. 101–109.

Стаття надійшла до редакції 29.01.10.

¹В.П. Квасников, ²В.В. Горин

ТЕПЛООБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ХЛАДОНА R22 ВНУТРИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБ

¹Национальный авиационный университет

²Национальный технический университет Украины «КПИ»

конденсация подвижной пары, теплоотдача, турбулентное паровое ядро, холодильное учреждение

Рассмотрены процессы теплообмена при конденсации пара внутри трубы. Теоретические и экспериментальные исследования, проведенные для конденсации пары внутри горизонтальной гладкой трубы при турбулентных паровом ядре и пленке, позволили впервые получить обобщающую зависимость для локальных коэффициентов теплоотдачи относительно условий работы, характерных для холодильных установок. Критерии определения предела существования вдоль трубы соответствующих режимов течения фаз являются основой для построения методики расчета конденсаторов холодильных установок. Суть методики заключается в экспериментальном определении поля температур в теле толстостенного рабочего участка с последующим расчетом распределения температуры на поверхности теплообмена, градиентов температуры и коэффициентов теплоотдачи по поверхности теплообмена.

¹Volodymyr P.Kvasnikov, ²Vadim V. Gorin

HEAT EXCHANGE IN THE CASE OF FREON R22 CONDENSATION INSIDE OF HORIZONTAL-ORIENTED TUBES

¹National Aviation University

²National Technical University of Ukraine «KPI»

condensation of flowing water, the head emission, the refrigerator divide, the turbulent vapor core

In the article the questions of processes of heat exchange are examined during condensation of pair into a pipe. Theoretical and experimental researches, that the pair conducted for condensation into a horizontal smooth pipe at turbulent steam kernel and tape allowed first to get summarizing dependence for the local coefficients of heat emission in relation to the terms of work, characteristic for refrigeration units. Together with a koregovanoy formula for the criteria of determination of limit of existence along the pipe of the proper modes of flow of phases these dependences are basis for the construction of method of calculation of condensers of refrigeration units. Essence of method consists in experimental determination of the field of temperatures in the body of thick working area with the subsequent calculation of distributing of temperature on the surface of heat exchange, gradients of temperature, on verge of wall-energy source, and to distributing of coefficients of heat emission on the surface of heat exchange.