

ЛОКАЛЬНИЙ ТЕПЛООБМІН ПРИ КОНДЕНСАЦІЇ R22, R406A ТА R407C ВСЕРЕДИНИ ГЛАДКОЇ ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ ТРУБИ

Дейнеко А.І. науковий співробітник
Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ

В даній роботі наведені результати експериментального дослідження локальних характеристик теплообміну (питомий тепловий потік, температура стінки та коефіцієнт тепловіддачі) в спряжених умовах при конденсації R22, R406A та R407C всередині гладкої горизонтальної труби із застосуванням методу товстої стінки.

This paper presents results of experimental investigation of local heat transfer characteristics (specific heat flow, temperature of wall and heat transfer coefficient) in conjugate terms at condensation R22, R406A and R407C inside horizontal smooth tube using the method of thick wall.

Ключові слова: конденсація, локальні характеристики теплообміну, внутрішня задача.

Вступ. Україна, як країна-учасник Кіотського протоколу, взяла на себе зобов'язання в 2008-2012рр зменшити або зберегти сукупний середній рівень викидів парникових газів на рівні 1990р. Тому, в сучасних умовах при модернізуванні (із застосуванням методів «retrofit» або «drop-in»), реконструкції чи проектуванні холодильних установок (ХУ) і теплових насосів (ТН) інженер повинен використовувати такі робочі речовини, що мають дуже низькі або нульові значення потенціалів глобального потепління та руйнування озонового прошарку.

Протягом останніх десятиліть запропонована велика кількість нових хладонів, які відповідають вищевказаним умовам. Так, на заміну широко застосовуваним холодоагентам R12 (залізничний і автомобільний холодильні транспорти) та R22 (побутові, торгівельні і промислові ХУ, водний холодильний транспорт) були спеціально розроблені відповідно нові – R406A і R407C (близькі за значеннями теплофізичних властивостей), що використовуються в ХУ, ТН та різноманітних кліматичних установках. На даний час вибір оптимального хладону здійснюється за такими критеріями:

- екологічна безпечність (близьке до нуля значення потенціалу глобального потепління GWP та нульове значення потенціалу руйнування озонового прошарку ODP);
- енергетична ефективність установки;
- охорона праці (вибухонебезпечність, пожежонебезпечність та токсичність).

Порівняння енергетичної ефективності повного складу ХУ або ТНУ при роботі на застосовуваному та новому хладонах здійснюється за принципом “чорного ящика”. Про ефективність нового хладону робиться висновок з зовнішніх характеристик установки, що призводить до протилежних результатів та оцінок ефективності окремого обладнання. Тому, необхідно проводити дослідження робочих процесів нових холодильних агентів у відповідних елементах установок [1, 2].

В останні роки автори [3, 4] підтверджують той факт, що при роботі ХУ або ТНУ, де в якості робочої речовини використовується зеатропна суміш, енергетична ефективність установки в порівнянні з R22 може бути вищою до 20 %.

Так як значну та невід'ємну частину технологічного обладнання ХУ і ТН складають теплообмінні апарати: конденсатори та випарники, у яких застосовуються двофазні потоки, тому слід приділити значну увагу дослідженню теплообміну в теплообмінному обладнанні ХУ та ТН.

Актуальність теми і постановка задачі. Визначення тепловіддачі двофазного потоку виконується при конструктивному чи перевіряльному теплових розрахунках теплообмінника з метою визначення необхідної загальної довжини труби (поверхні теплообміну), що є одним з важливих етапів оптимізації його розмірів та вартості.

Дослідники J. El Najal, J. R. Thome, A. Cavallini [5, 6], F. J. Smit [7], L. Liebenberg [8] в рамках колаборації розробили універсальну карту режимів течії двофазного потоку (для 20 речовин) при конденсації в трубі та запропонували відповідну модель розрахунку локальних по довжині (середніх інтегральних значень по периметру поперечного перерізу) труби значень тепловіддачі. Найуживанішим методом експериментального дослідження теплообміну є метод Вільсона та його модифікації [9], що не дозволяють

визначати локальні характеристики теплообміну (питомий тепловий потік, градієнт температури на поверхні стінки та коефіцієнт тепловіддачі) по периметру поперечного перерізу труби.

Проте, в роботах В. Г. Риферта та А. І. Сардака [10-12] на основі експериментального дослідження розподілу локальної тепловіддачі по периметру труби методом товстої стінки (із прогнозуванням) розроблені методи інтенсифікації процесу конденсації в трубі. Саме тому, актуальним питанням є дослідження локального теплообміну в спряжених умовах [13, 14] при конденсації хладонів R22, R406A та R407C в горизонтальних трубах.

Експериментальний стенд та методика дослідження. Єдиний метод експериментального дослідження теплообміну (теплопередачі) в спряжених умовах, при використанні якого не відбувається додаткового збурення досліджуваних речовин – метод товстої стінки. В роботі [15] описаний дослідний стенд та методика проведення досліджень, а в роботі [16] – метод товстої стінки для поперечного перерізу труби та алгоритм його реалізації.

Результати досліджень. *Стратифікований «S» режим.* При проведенні дослідів відмічено, що для S режиму течії двофазного пароконденсатного потоку всередині гладкої горизонтальної труби характерним є практично не рухоме парове ядро та наявність струмка конденсату із незбуреною (гладкою) поверхнею, який затоплює нижню частину труби. Формування струмка конденсату відбувається наступним чином. Від вхідного отвору, на початковій ділянці труби, внаслідок скінченної різниці температур пара-стінка, відбувається конденсація пари по всьому внутрішньому периметру труби. З часом, товщина конденсатної плівки поступово зростає та під дією сили тяжіння по внутрішній поверхні труби стікає в напрямку нижньої твірної, де відбувається злиття конденсату. Ділянка, по нижній твірній труби, довжиною від вхідного отвору (початкова точка) до точки злиття конденсату (кінцева точка) – початкова ділянка конденсації [17]. Довжина початкової ділянки конденсації для S режиму нехтувальна величина. Кінцева точка початкової ділянки конденсації є точкою початку формування конденсатного струмка, висота якого по довжині труби тільки зростатиме внаслідок додаткового надходження конденсату, так як сила гравітації для такого режиму є домінуючою над масовими силами потоку.

Розрахунок тепловіддачі для площини поперечного перерізу труби, що проходить через початкову точку формування конденсатного струмка, може бути виконаний за узагальненою Д.А. Лабунцовим теорією Нуссельта [18], проте, такі дані цікаві лише з академічної точки зору.

Видалення струмка конденсату з труби, за даного гідродинамічного режиму течії двофазного потоку, здійснюється за рахунок поздовжнього градієнту тиску пари в трубі. На ділянці, довжиною до одного діаметру труби, перед вихідним отвором із труби, висота струмка дещо зменшується (переважна більшість дослідників даною величиною нехтують), що підтверджується даними роботи [19].

Після початкової ділянки конденсації S режим течії в поперечному перерізі труби характеризується найменшою товщиною плівки на верхній твірній труби, яка зростає у напрямку до струмка конденсату – зона парового ядра. Термічний опір плівки конденсату значно менший за термічний опір конденсатного струмка (вимірюється кутом затоплення), особливо для хладонів, у яких коефіцієнти теплопровідності пари та рідини відрізняються на порядок [20].

При подальшому охолодженні струмок конденсату буде переохолоджуватися відносно температури насичення, що призведе до великої різниці температур між верхньою та нижньою твірними внутрішньої поверхні труби (рис. 1,2,5,6). При підвищенні швидкості парової фази, в межах S режиму, поверхня розділу фаз стає збуреною. Тобто, на поверхні конденсатного струмка з'являються капілярні хвильки, які призводять до перемішування рідини в межах струмка, в наслідок чого, підвищується тепловіддача струмка. Крім того, поступово починає зменшуватися різниця температур між верхньою та нижніми твірними труби.

Монотонне спадання функції локальної температури стінки труби підтверджує зростання термічного опорю і товщини плівки, та наявність перетоків теплоти в стінці в напрямку конденсатного струмка.

Оскільки, S режим є залежним процесом від температурного напору пара-стінка, то зменшуючи різницю температур між верхньою і нижньою твірними труби за рахунок відведення теплоти, зменшується кут затоплення. В свою чергу, зростає поверхня труби із товщиною плівки з меншим термічним опором (у порівнянні із струмком конденсату) і в результаті зростає інтегральне по перерізу значення тепловіддачі (табл. 1,3).

Відмічені тенденції протікання процесу конденсації S режиму в трубі та зміна тепловіддачі при зміні режимних параметрів однаково характерні для досліджуваних хладонів R22, R406A, R407C.

Стратифіковано-хвильовий режим «SW». Якщо, у випадку S режиму течії із капілярними хвильками на поверхні конденсатного струмка збільшити швидкість парової фази (відповідно зросте вплив масових сил на струмок), то амплітуда хвиль зростає, потім зростає відстань між гребенями хвиль. Причина даного явища може бути пояснена так: над виступами рідини (хвилями) швидкість парової фази збільшується і, відповідно рівнянню Бернуллі, тиск зменшується. Виникає так зване аеродинамічне «підсмоктування».

що намагається збільшити відхилення міжфазної поверхні від початкового стану. Тобто, міжфазна поверхня розділу фаз рідина-пара стає нестабільною у відповідності до нестійкості Гельмгольца [18]. До того ж, за умови SW режиму течії двофазного потоку у верхній частині труби процес конденсації відбувається аналогічним чином до S режиму (рис. 1,2,5,6). Про цей факт свідчить практично незмінна температура стінки (менше 2,5%) на ділянці до кута затоплення 100° (0° - нижня твірна труби).

Зростання хвиль та збільшення їх амплітуди на поверхні конденсату призводять до того, що хвилі струмка частково змивають конденсатну плівку з стінок труби. Дані спостереження підтверджуються результатами на рис. 1,2,5,6 і табл. 1,3, з яких видно плавну зміну градієнта температури стінки в напрямку кутової координати від 180° до кута затоплення. Також, генеровані хвилі масовими силами парового потоку призводять до перемішування рідини конденсатного струмка, внаслідок цього додаткового впливу зменшується різниця температур між верхньою та нижньою твірними труби (рис. 1,2,5,6). При цьому, покази термопар, закладених в стінці по нижній твірній труби, змінювалися в часі – підтвердження перемішування, – тому, для визначення локальних характеристик теплообміну процесу конденсації в трубі проведено осереднення їх показів в часі.

Особливістю SW режиму є те, що подальше підвищення швидкості парового потоку призводить до зміни розподілу конденсату по внутрішній поверхні труби в поперечному перерізі: струмок конденсату починає змінювати форму із сегменту на форму ексцентричного кільця – початок асиметричного режиму, в наслідок цього, в стінці труби, затопленій струмком зменшується величина перетоків теплоти.

Таким чином, можна стверджувати, що SW режим є наслідком одночасного впливу масових сил та сили гравітації. До того ж, при цьому режимі відбувається зміна домінування від сили гравітації до масових сил (досягнення оптимуму).

Відмічені тенденції протікання процесу конденсації SW режиму в трубі та зміна тепловіддачі при зміні режимних параметрів характерні для всіх досліджуваних хладонів R22, R406A, R407C.

Кільцевий режим «А». При повному домінуванні масової сили парового потоку над силою гравітації настає кільцевий режим, в межах якого, при зростанні швидкості пари збільшується перетік рідини від струмка конденсату у нижній частині труби в напрямку до верхньої твірної. Крім того, одночасно із вирівнюванням товщини плівки, внаслідок впливу масових сил потоку на хвилясту поверхню розділу фаз, відбувається зріз паровим ядром гребенів хвиль та винесення частини конденсату у вигляді краплин в паровий потік.

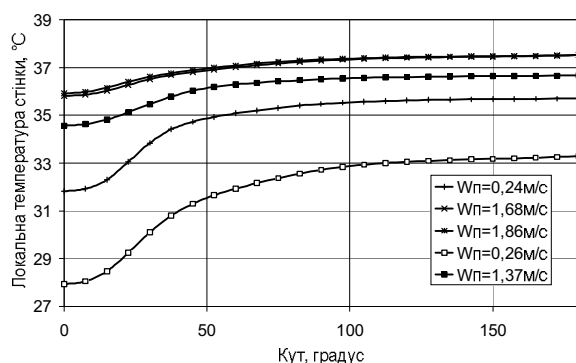


Рис. 1 – $t_{ст}(\phi)=f(W_{п})$ R22 для S та SW режимів

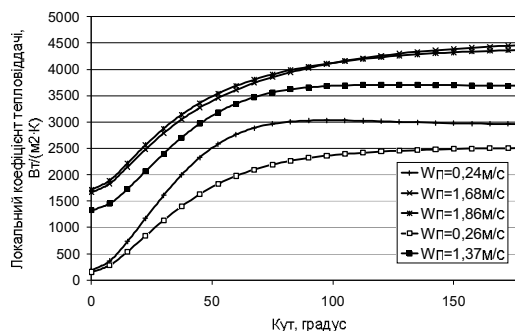


Рис. 2 – $\alpha_{к}(\phi)=f(W_{п})$ R22 для S та SW режимів

Таблиця 1 – Параметри пароконденсатного потоку R22 для S та SW режимів

$W_{п}$, м/с	$t_{нр}$, °C	$\bar{\alpha}_{к}$, Вт/(м²·К)	$\bar{q}_{вн}$, Вт/м²	$Re_{пл}$	x	G, кг/(м²·с)	Режим течії [5]
0,24	39,9	2499	49448	2938,3	0,39	39,6	S
1,68	40,2	3694,8	23270	2968,3	0,82	136,1	SW
1,86	40,2	3707,9	30433	2955,6	0,84	147,8	SW
0,26	39,5	1951,6	52154	3341,2	0,38	44,4	S
1,37	40,2	3222,6	39084	3208,5	0,78	117,7	SW

Для стійкого кільцевого режиму характерне рівномірне розподілення товщини плівки конденсату по периметру труби, завдяки чому, різниця температур між твірними стінки труби наближається до нуля (рис. 3,4,7-10, табл. 2,4,5).

Під час візуального спостереження за «А» режимом також встановлено, що поверхня розділу фаз рі-дина-пара характеризується незначними поверхневими хвилями із-за контакту з швидкорухомою парою.

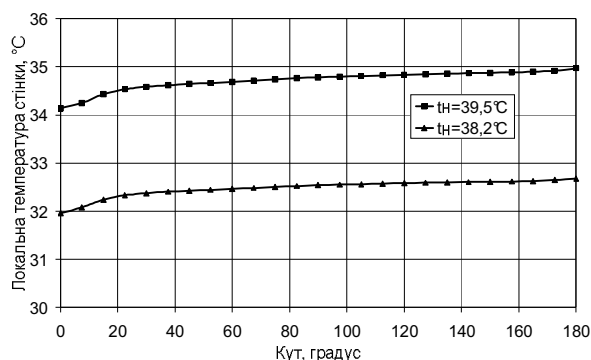


Рис. 3 – $t_{ст}(\phi)=f(W_{п})$ R22 для А режиму

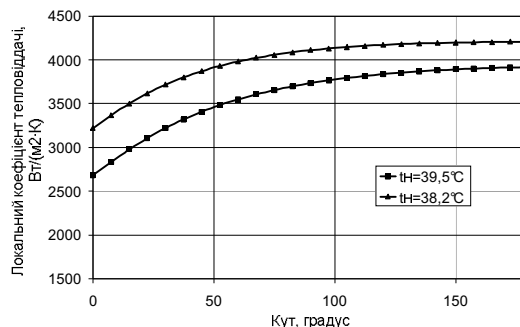


Рис. 4 – $\alpha_k(\phi)=f(W_{п})$ R22 для А режиму

Таблиця 2 – Параметри пароконденсатного потоку R22 для А режиму

$W_{п}$, м/с	$t_{н}$, °C	$\bar{\alpha}_k$, Вт/(м ² ·К)	$\bar{q}_{вн}$, Вт/м ²	$Re_{пл}$	x	G , кг/(м ² ·с)	Режим течії [5]
2,8	39,5	3596,6	12701	498	0,98	187,1	А
3,6	38,2	3989,9	18238	628,4	0,98	231,3	

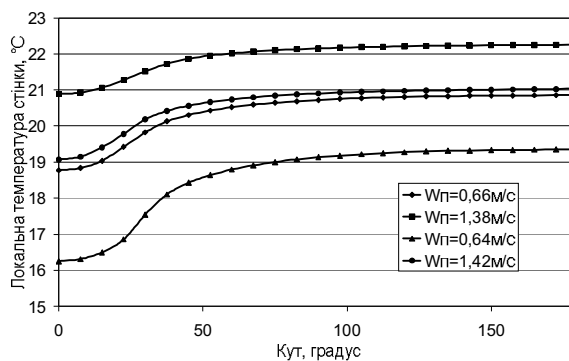


Рис. 5 – $t_{ст}(\phi)=f(W_{п})$ R406A для S та SW режимів

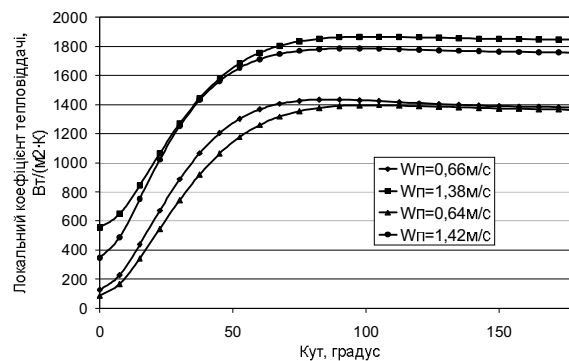


Рис. 6 – $\alpha_k(\phi)=f(W_{п})$ R406A для S та SW режимів

Таблиця 3 – Параметри пароконденсатного потоку R406A для S та SW режимів

$W_{п}$, м/с	$t_{н}$, °C	$\bar{\alpha}_k$, Вт/(м ² ·К)	$\bar{q}_{вн}$, Вт/м ²	$Re_{пл}$	x	G , кг/(м ² ·с)	Режим течії [5]
0,66	25,7	1148,9	62537	169,7	0,9	18,1	S
1,38	25,8	1561,3	43060	253,7	0,93	36,5	SW
0,64	25,7	1209,6	65698	126,9	0,92	16,6	S
1,42	25,8	1635,6	34029	169,4	0,95	37	

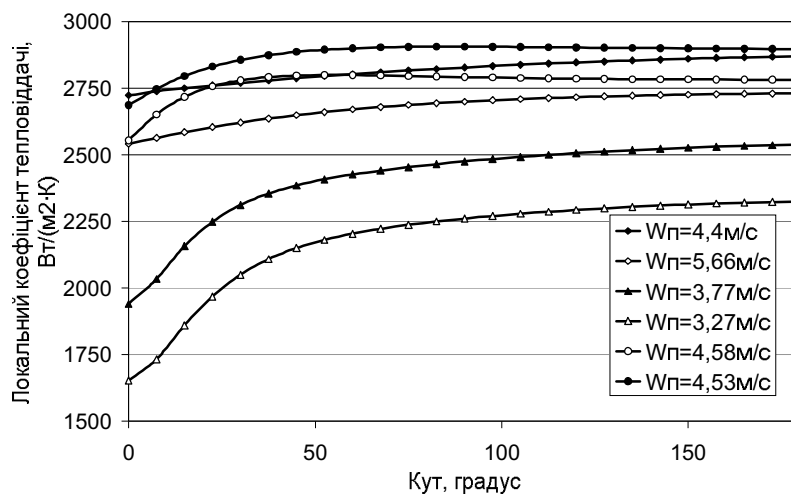
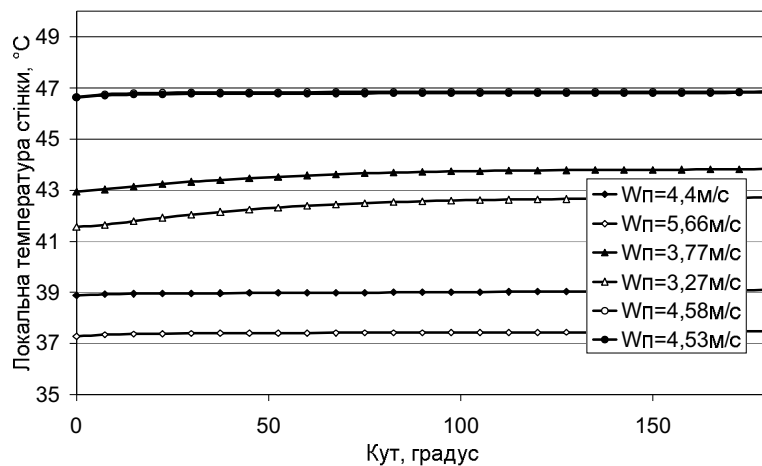


Рис. 7 – $t_{ст}(\phi)=f(W_{п})$ R406A для А режиму

Рис. 8 – $\alpha_{к}(\phi)=f(W_{п})$ R406A для А режиму

Таблиця 4 – Параметри пароконденсатного потоку R406A для А режиму

$W_{п}$, м/с	$t_{ст}$, °C	$\bar{\alpha}_{к}$, Вт/(м ² ·К)	$\bar{q}_{вн}$, Вт/м ²	$Re_{пл}$	x	G , Кг/(м ² ·с)	Режим течії [5]
4,4	47,9	2818,7	45971	4032,4	0,82	203,6	А
5,66	46,4	2679,9	46718	5145	0,85	293,3	
3,77	51,3	2419,8	66006	3937,4	0,86	219,9	
3,27	50,6	2189,3	57706	3928,9	0,84	193	
4,58	54,4	2879,9	43394	5539,7	0,85	291,2	
4,53	54,8	2774,3	74711	6691,6	0,83	295,6	

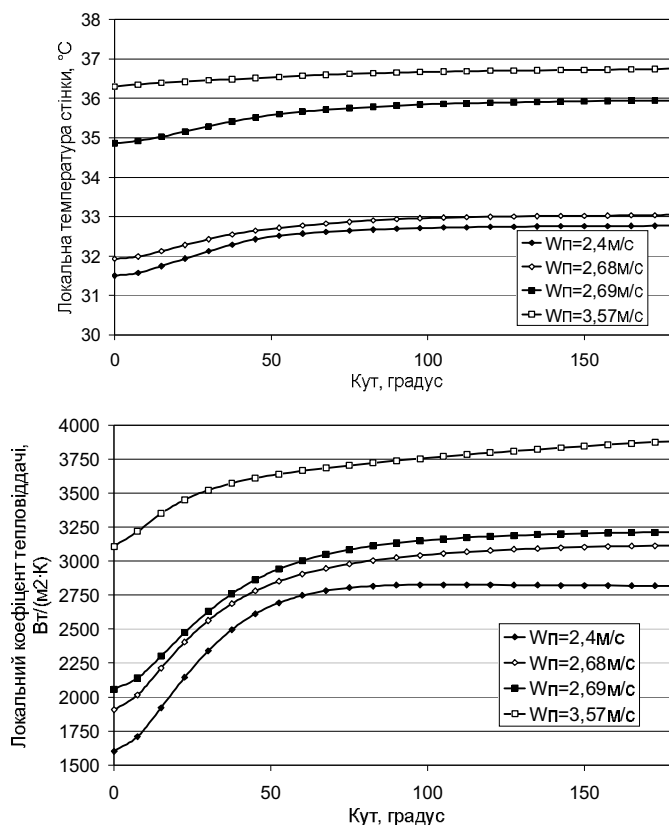


Рис. 9 – $t_{ст}(\phi)=f(W_{п})$ R407C для А режиму

Рис. 10 – $\alpha_{к}(\phi)=f(W_{п})$ R407C для А режиму

Таблиця 5 – Параметри пароконденсатного потоку R407C для А режиму

$W_{п}$, м/с	$t_{ст}$, С	$\bar{\alpha}_{к}$, Вт/(м ² ·К)	$\bar{q}_{ст}$, Вт/м ²	Re _{пл}	x	G, кг/(м ² ·с)	Режим течії [5]
2,4	37,5	2631,8	31427	2956,2	0,87	172,6	А
2,68	37,5	2869,3	27882	3298,7	0,87	194,1	
2,69	40,4	2967,8	31599	3488,1	0,88	205	
3,57	40,2	3684,6	21658	4035,2	0,89	278,4	

Висновки

Проведено дослідження локальних та інтегральних характеристик теплообміну процесу конденсації хладонів R22, R406A та R407C всередині гладкої горизонтальної труби внутрішнім діаметром 17мм із застосуванням методу товстої стінки (градієнтного методу з врахуванням спряжених умов). Умови охолодження дослідної труби були організовані таким чином, що досліджувалася симетрична задача.

Результати експериментального дослідження локальних та інтегральних по периметру поперечного перерізу характеристик процесу конденсації гомогенної речовини R22 та зетропних сумішей R406A і R407C підтверджують одноманітний вплив масових сил парового потоку (швидкості пари) на пароконденсатний потік в трубі.

Для S режиму характерним є наявність конденсатного струмка в трубі, внаслідок чого перетоки теплоти в стінці труби зростають в напрямку від верхньої до нижньої твірної. Нерівномірний розподіл локальних характеристик теплообміну від верхньої до нижньої твірної по периметру поперечного перерізу труби для S режиму є максимальним. При SW режимі відмінність характеристик теплообміну на верхній та нижній твірних зменшується, і зовсім зникає за умови А режиму. Тобто, для кільцевого режиму конденсації теплопередачу можна розраховувати за формулами одномірної (класичної) задачі, оскільки перетоки теплоти в кутовому напрямку в стінці труби відсутні взагалі.

Отримані дані можуть бути використані для верифікації відповідних емпіричних формул при виконанні теплових розрахунків паро-рідинних конденсаторів та верифікації математичних моделей процесу конденсації в трубі.

Задачею подальших досліджень є виявлення впливу масообміну фізичних сумішей – зеотропних хладонів – на тепловіддачу при конденсації в трубі.

Умовні позначення

t_n – температура насичення; $\bar{\alpha}_k, \bar{q}_{вн}$ – середні інтегральні значення коефіцієнту тепловіддачі та питомого теплового потоку; W_p – приведена швидкість парового потоку; $Re_{пл}$ – плівкове число Рейнольдса [6]; x – питомий масовий паровміст; G – масова швидкість насиченої пари на вході в трубу.

Література

1. Калнинь И.М. Оценка перспектив применения экологически безопасных хладагентов в бытовой холодильной технике / И. М. Калнинь, В. И. Смыслов, К. Н. Фадеков // Холодильная техника. – 2001. – № 12. – С. 4–8.
2. Калнинь И. М. Экспериментальное исследование системы охлаждения бытового холодильника / И. М. Калнинь, К. Н. Фадеков // Холодильная техника. – 2002. – № 2. – С. 14–16.
3. Калнинь И. М. Эффективность альтернативных хладагентов / И. М. Калнинь, К. Н. Фадеков // Холодильная техника. – 1999. – № 4. – С. 10–13.
4. Калнинь И. М. Эффективность применения зеотропных смесевых хладагентов в бытовых холодильниках / И. М. Калнинь, К. Н. Фадеков // Холодильная техника. – 1999. – № 8. – С. 10–13.
5. El Hajal J. Condensation in horizontal tubes, part 1: two-phase flow pattern map / J. El Hajal, J.R. Thome, A. Cavallini // Int. J. Heat Mass Transfer. – 2003. – Vol. 46. – P. 3349–3363.
6. El Hajal J. Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes/ J. El Hajal, J.R. Thome, A. Cavallini // Int. J. Heat Mass Transfer. – 2003. – Vol. 46. – P. 3365–3387.
7. Smit F. J. Condensing coefficients of the refrigerant mixture R-22/R-142b in smooth tubes and during enhanced heat transfer configurations [Електронний ресурс] : diss. ... DIng / Smit Floris Jakobus. – Johannesburg, 2005. – 64 p. – (etd-03012005-111232).
8. Liebenberg L. A unified prediction method for smooth and micro-fin tube condensation performance [Електронний ресурс] : diss. ... DIng / Liebenberg Leon. – Johannesburg, 2005. – 240 p. – (etd-05302005-115638).
9. Fernandez-Seara J. A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices / Jose Fernandez-Seara, Francisco J. Uhia, Jaime Sieres, Antonio Campo // Applied thermal engineering. – 2007. – Vol. 27. – P. 2745–2757.
10. Риферт В. Г. Режимы течения фаз и теплообмен при конденсации пара внутри горизонтальных труб / Риферт В. Г., Сардак А. И., Тобилевич А. Н. // Изв. АНССР, Энергетика и транспорт. – 1985. – № 4. – С. 101–109.
11. Сардак А. И. Закономерности ламинарной пленочной конденсации пара внутри горизонтальной трубы / Сардак А. И., Риферт В. Г., Тобилевич А. Н. // Теплоэнергетика. – 1984. – № 8. – С. 59–62.
12. Сардак А. И. Теплообмен при ламинарной пленочной конденсации движущегося пара внутри горизонтальной трубы: дис. ... канд. технических науки : 05.14.05 / Сардак Анатолий Иванович. – К., 1987. – 163 с.
13. Dorfman A. S. Conjugate Problems in Convective Heat Transfer / Dorfman A. S. – NY. : CRC Press, 2010. – 421p.
14. Zudin Y.B. Theory of periodic conjugate heat transfer / Yuri B. Zudin. – Berlin : Springer-Verlag, 2007. – 162p.
15. Дейнеко А. И. Стенд та метод дослідження теплообміну при конденсації хладонів в горизонтальних трубах / Дейнеко А.И., Горін В.В., Барабаш П. О. // Интегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси: I-а міжнародна науково-практична конференція, 19-23 травня 2008. : тези доп. – К. : НАУ, 2008. – С. 75–78.
16. Дейнеко А. И. Метод определения локальных характеристик теплообмена на поверхностях гладких труб при фазовых переходах первого рода / Дейнеко А. И. // Современная наука: идеи, исследования, результаты, технологии : сборник научных трудов. – К. : НПВК Триакон, 2010. – С. 188-194.
17. Долинский О. А. Ламинарная пленочная конденсация водяного пара внутри горизонтальной трубы / О. А. Долинский, Риферт В. Г. // Промышленная теплотехника. – 1990. – Том 12, № 6. – С. 42–49.
18. Лабунцов Д. А. Механика двухфазных систем: учебное пособие для вузов / Д. А. Лабунцов, В. В. Ягов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 384 с.
19. Kandlikar S. Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels / S. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin, M. R. King. – Amsterdam : Elsevier, 2006. – 450p.