

Д.В. Козак¹, канд. техн. наук, ст. наук. співр. ORCID 0000-0001-5221-528XС.В. Шевель¹, канд. техн. наук, доцент ORCID 0000-0002-4635-5996Б. М. Рассамакін¹, канд. техн. наук, пров. наук. співр. ORCID 0000-0001-8097-3678С. М. Хайрнасов¹, д. техн. наук, професор ORCID 0000-0001-5494-3934¹Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ТЕПЛОБМІН В ЗОНІ НАГРІВУ АЛЮМІНІЄВИХ КАНАВЧАТИХ ТЕПЛОВИХ ТРУБ

На теперішній час в системах забезпечення теплових режимів деяких космічних і наземних апаратів все частіше використовуються автономні замкнуті двофазні системи теплопереносу - теплові труби (ТТ). При розробці і застосуванні таких пристроїв необхідно вирішити питання оптимізації характеристик цих систем, що найбільш реально зробити на підставі експериментів, проведених в робочих умовах. Однією з важливих характеристик є інтенсивність теплообміну в зоні нагріву теплової труби при її роботі. У статті наводяться результати експериментальних досліджень тепловіддачі в зоні нагріву для різних робочих рідин на внутрішній розвиненій поверхні у вигляді Ω -подібної капілярної структури алюмінієвої теплової труби, що працює в режимі термосифону, тобто труба була розташована вертикально, зона нагріву знаходилась внизу. Експерименти проводилися на дослідних зразках алюмінієвих теплових труб в діапазоні підведених теплових потоків від $0,1 \cdot 10^4$ Вт/м² до $1,4 \cdot 10^4$ Вт/м² та температур насиченої пари робочої рідини від +30°C до +90°C. Результати досліджень зіставлені з літературними даними з теплообміну цих досліджуваних робочих рідин на гладких поверхнях в умовах великого об'єму та отримана критеріальна залежність розрахунку інтенсивності теплообміну для даних умов.

Ключові слова: тепла труба, термосифон, коефіцієнт тепловіддачі, капілярна структура, кипіння, експеримент.

Вступ

Розвиток сучасних високотехнологічних технічних та електронних пристроїв характеризується як безперервним зростанням споживання електроенергії і збільшенням одиничних потужностей, так і збільшенням терміну служби. Потужність джерел тепловиділення в них може складати суттєву величину, від 1 кВт до 10 кВт і більше, що при невеликих габаритах призводить до великого значення густини теплового потоку і створює проблеми із відведенням цієї теплоти. Застосування радіаторів та інших пристроїв з розвиненою поверхнею відведення тепла, або підведення охолоджуючої рідини для вирішення такої задачі іноді недостатньо, або досить складно. Нові передові конструкції пристроїв з теплонапруженими елементами, від сонячних колекторів до складної радіоелектронної апаратури, часто містять системи забезпечення теплового режиму, основані на теплових трубах і термосифонах (ТС) [1 - 3]. ТТ і ТС це закриті автономні двофазні системи теплопереносу з дуже високою ефективною теплопровідністю, які мають успішну практику застосування в різних видах устаткування. Серед великого різноманіття різних конструкцій ТТ досить перспективними є алюмінієві канавчаті теплові труби (АКТТ) [4-6]. На відміну від мідних і нержавіючих ТТ з порошковою, сітчастою або метало-волокнистою капілярною структурою (КПС) АКТТ мають низький термічний опір і високий граничний тепловий потік. З певної точки зору, капілярну структуру можна розглядати не як засіб для організації замкнутого двофазного циклу, тобто, повернення рідини з зони охолодження в зону нагріву, а тільки як розвинену поверхню, що збільшує інтенсивність теплообміну в зоні нагріву в цілому. Такий підхід виправданий, коли АКТТ працює в режимі термосифону, тобто повернення рідкої фази робочого тіла із зони охолодження в зону нагріву відбувається за рахунок сил тяжіння.

Існує ряд робіт з дослідження процесів теплообміну на поверхнях нагріву у великому об'ємі усередині ТТ з канавчатою КПС [7-10]. Автори розглядають різні конструкції, режими і умови в яких відбувається теплообмін. Проте, недостатньою є інформація про вплив роду робочої рідини і тиску її насиченої пари на теплообмінні процеси на поверхнях цих капілярних структур. Результати таких досліджень були б важливим інструментом при розробці методик, математичних і комп'ютерних моделей терморегулюючих систем охолодження радіоелектронної апаратури.

В якості канавчатих КПС досить широко застосовуються прямокутні, трикутні, трапецієвидні і інші форми канавок, отримані методом екструзії [2, 3-6, 10, 11, 12]. Такі КПС характеризуються гарними теплотранспортними характеристиками і високою регулярністю (повторюваністю) їх геометричних

параметрів. За рахунок застосування методу екструзії, який дозволяє виготовити монолітну конструкцію ТТ, термічний опір цих пристроїв може бути на порядок менше чим у згаданих вище на основі порошкових, сітчастих або метало-волокнистих капілярних структур (внаслідок відсутності контактного термічного опору між КПС і корпусом ТТ).

Для дослідження були вибрані АКТТ з Ω -подібною КПС. За рахунок такої форми поперечного перерізу канавок, а саме, суттєвого звуження, при роботі ТТ зменшується площа поверхні контакту фаз рідина-пара, тобто відбувається розділення рідкої і парової фази робочої рідини. Це дозволяє, за деякими даними, збільшити тепловий потік, що передається АКТТ, до 30%.

Тепловіддача при кипінні

Аналіз сучасного стану теорії та експерименту процесів, що мають місце при розвиненому бульбашковому кипінні, показує, що, незважаючи на досить велике число публікацій з результатами експериментальних [13-15] та теоретичних досліджень [16-18], добре відомі математичні моделі [19-21] дуже складні в експлуатації - необхідні великі витрати часу обчислень на аналіз та обробку отриманих результатів. Через складність і недостатнє вивчення механізму перенесення теплоти під час розвиненого бульбашкового кипіння практичні розрахунки тепловіддачі базуються на експериментальних даних, оброблених відповідно до теорій подібності та розмірностей. За допомогою даних теорій вдається отримати узагальнюючі критеріальні залежності для певних випадків та в окремих діапазонах характерних параметрів.

Роботи з узагальнення дослідних даних щодо тепловіддачі при кипінні були проведені багатьма авторами: М. Г. Кружиліним, С. С. Кутателадзе, В. І. Толубінським, В. М. Боришанським, Д. А. Лобунцовим та ін. [22]. У цих роботах за допомогою теорій подібності та розмірностей аналізувалася система рівнянь, що містить рівняння енергії, руху, нерозривності для рідин, а іноді й парової фази, рівняння росту та руху бульбашки, термодинамічні рівняння (Клапейрона-Клаузіуса, Клапейрона-Менделєєва); враховувалися також умови на межі розділу фаз і на поверхні нагріву. У процесі аналізу іноді залучалися ті, чи інші фізичні міркування, засновані на експериментальних фактах. Оскільки не існує чіткого математичного формулювання задачі, то й системи рівнянь і граничні умови в різних авторів дещо різняться. Тому різняться і системи безрозмірних чисел, отриманих різними авторами.

Одним із поширених критеріальних рівнянь розрахунку тепловіддачі при кипінні у великому об'ємі є залежність Кутателадзе С. С. [23]:

$$Nu = 8,7 \cdot 10^{-4} \cdot Pe^{0,7} \cdot Pr^{0,35} \cdot Kp^{0,7}, \quad (1)$$

$$\text{де } Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}, \quad Pe = \frac{q_{zn} l}{r \cdot \rho_n a} \cdot \frac{v}{a}, \quad Pr = \frac{v}{a}, \quad Kp = \frac{Pl}{\sigma}.$$

В безрозмірних критеріях Nu , Pr , Kp за характерний розмір l взято капілярну постійну Лапласа:

$$l = \left(\frac{\sigma}{g(\rho - \rho_n)} \right)^{0,5}.$$

В формулі (1) α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²К; λ – коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/м·К; q_{zn} – густина теплового потоку в зоні нагріву, Вт/м²; r – теплота пароутворення, Дж/кг; ρ , ρ_n – відповідно густина рідини та пари на лінії насичення, кг/м³; v – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м²/с; σ – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м; a – коефіцієнт температуропровідності м²/с; P – тиск, Па.

На основі теорії подібності та розмірностей, а також підходу Кутателадзе С. С. до аналізу отриманих експериментальних даних, Киселев Ю. Ф. отримав критеріальну залежність для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при розвиненому бульбашковому кипінні на гладкій поверхні термосифонів [22]:

$$Nu = 9,3 \cdot 10^{-3} \cdot Pe^{0,7} \cdot Pr^{-1} \cdot Kp^{0,6}. \quad (2)$$

Залежності (1) та (2) включають в себе критерій тиску Kp , що характеризує структуру та механізм процесу теплообміну при розвиненому бульбашковому кипінні.

Об'єкт і методика дослідження

Об'єктом дослідження служили процеси теплообміну в АКТТ з Ω -подібною КПС. У даній роботі наводяться результати досліджень тепловіддачі на розвиненій поверхні КПС в зоні підведення тепла АКТТ в режимі термосифону (працює під дією сил тяжіння) для таких робочих рідин, як н-пентан, ацетон і фреон 141b. В подальшому будемо мати на увазі під терміном «теплова труба» (ТТ) АКТТ, яка працює в режимі ТС. Предметом дослідження було визначення впливу тиску насиченої пари, а, отже, теплофізичних властивостей робочої рідини на величини коефіцієнтів теплообміну в діапазоні теплових потоків, що

підводилися, від $0,1 \cdot 10^4$ Вт/м² до $1,4 \cdot 10^4$ Вт/м² і температурах насиченої пари робочої рідини від +30°C до +90°C.

Зовнішній вигляд корпусу ТТ і поперечний переріз канавки представлений на рис. 1. Корпус ТТ виготовлений із спеціального алюмінієвого профілю отриманого методом екструзії із сплаву марки АД31/6060 (рис.1а). Зовнішня поверхня АКТТ має гладку циліндричну форму, внутрішня поверхня являє собою поздовжні Ω-подібні канавки. Як видно з рис. 1б, форма канавки умовно розділяється на дві частини. Нижня частина має циліндричну форму, якою рухається рідина із зони охолодження під силою тяжіння з мінімальним гідравлічним опором. Верхня частина вужча, що зменшує площу поверхні контакту фаз пара-рідина, і зменшує, відповідно, сили тертя при зустрічному русі цих фаз. Така форма канавки КПС має найкращі теплопередавальні характеристики при роботі АКТТ в режимі термосифону.

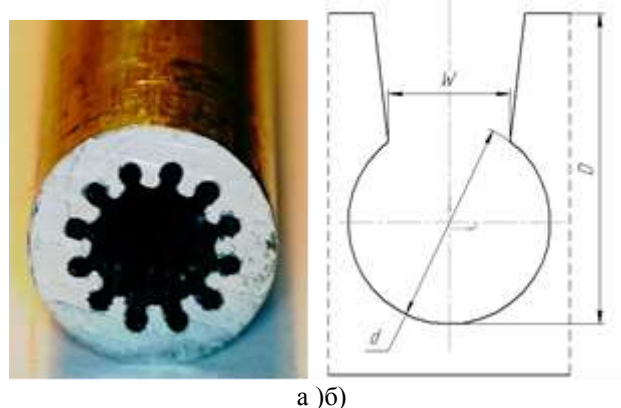


Рисунок 1 - Загальний вигляд корпусу АКТТ (а) і поперечний переріз канавки (б)

Усі зразки АКТТ, що досліджувались, мали такі геометричні параметри:

- зовнішній діаметр АКТТ - 10 мм;
- діаметр парового простору - 5 мм;
- довжина АКТТ - від 1,2 м до 2 м;
- довжина зони нагріву - від 0,25 м до 1,68 м;
- довжина зони конденсації - 0,28 м;
- кількість канавок - 14 шт;
- глибина канавки - 1,65 мм;
- діаметр канавки - 1 мм;
- ширина канавки - 0,6 мм.

Коефіцієнт заправки робочою рідиною складав 0,3 відносно всього об'єму КПС АКТТ.

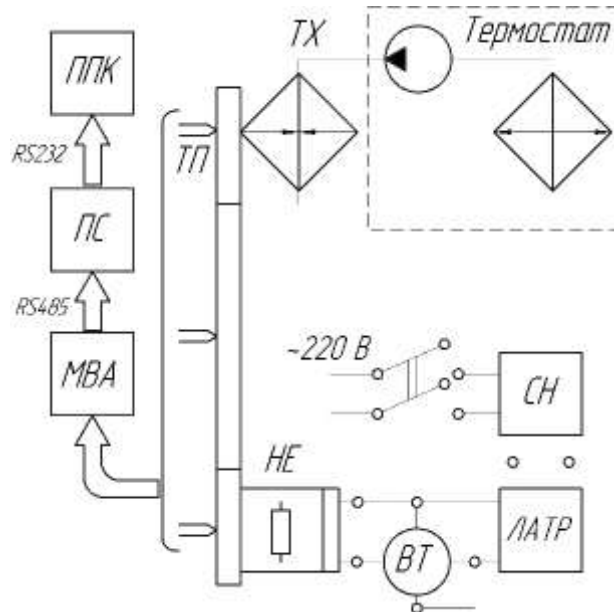
Дослідження проводились методом натурального експерименту на дослідній установці, схема якої представлена на рис. 2. Тепловий потік до поверхні зони нагріву АКТТ підводився електричним нагрівачем НЕ, регулювання цього потоку здійснювалось за допомогою лабораторного автотрансформатора ЛАТР, а його контроль - за показаннями ватметра ВТ з класом точності 0,2.

Відведення тепла, регулювання і підтримка температурного рівня ТТ здійснювалось за рахунок використання циркуляційного термостата Huber HS60 через теплообмінник-холодильник ТХ який встановлювався в зоні конденсації ТТ. Цей термостат має можливість отримувати і підтримувати рідину в ньому з температурою від -40 °С до +100 °С з точністю 0,5 °С, що дозволило проводити дослідження процесів теплообміну в АКТТ при температурах насиченої пари робочої рідини від +30 °С до +90 °С. Вся зона конденсації, як і зона нагріву АКТТ, для виключення тепловтрат і забезпечення необхідної точності дослідження була теплоізольована базальтовою ватою. Рівень значень коефіцієнтів тепловіддачі та діапазон густини теплового потоку дає змогу вважати, що в даному випадку теплообмін відбувається за рахунок бульбашкового кипіння, хоч і в умовах обмеженого об'єму.

Результати дослідження

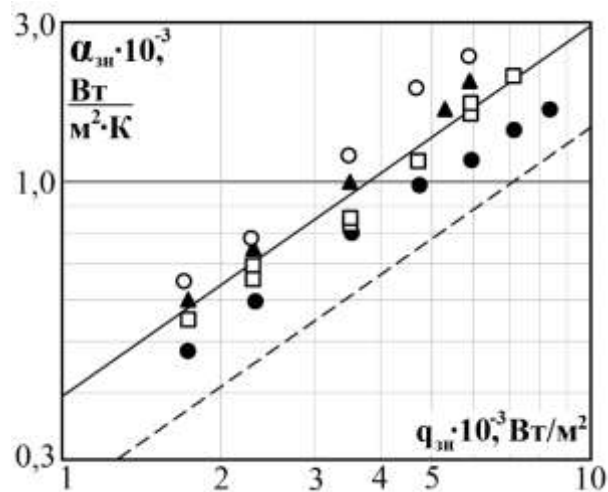
На рис. 3 представлені дані з інтенсивності теплообміну при кипінні n-пентану в зоні нагріву АКТТ, які отримані в процесі дослідження. Як видно з графіка, залежність має степеневий характер, що узгоджується із загальною теорією теплообміну при розвиненому кипінні. Для порівняння на графіку вказані також розрахунки за формулою (1) для кипіння у великому об'ємі [23]. Результати вказують на існування залежності інтенсивності теплообміну від температури насичення. Відомо, що вплив температури насичення, а, отже, і тиску на інтенсивність теплообміну при кипінні пояснюється тим, що при цьому змінюються теплофізичні властивості робочої рідини. Із збільшенням тиску зменшується поверхневий натяг та теплота пароутворення, що призводить до зменшення радіусу елемента який при

цьому значенні перегріву ΔT може бути центром зародження парової фази, тобто, до збільшення кількості центрів пароутворення. Іншими словами, із зростанням тиску полегшуються умови зародження парових бульбашок на поверхні в зоні нагріву АКТТ. При низьких тисках, навпаки, поверхня збіднюється центрами пароутворення, тому для зародження на ній парових бульбашок певного радіусу необхідно більш високий перегрів робочої рідини.



АКТТ - алюмінієва канавчата теплова труба; НЕ - нагрівач електричний; ВТ - ватметр; ЛАТР - лабораторний автотрансформатор; СН - стабілізатор напруги; ТХ - теплообмінник-холодильник; ТП - термопара; МВА - модуль аналогового вводу; ПС - перетворювач сигналу; ПК - персональний комп'ютер.

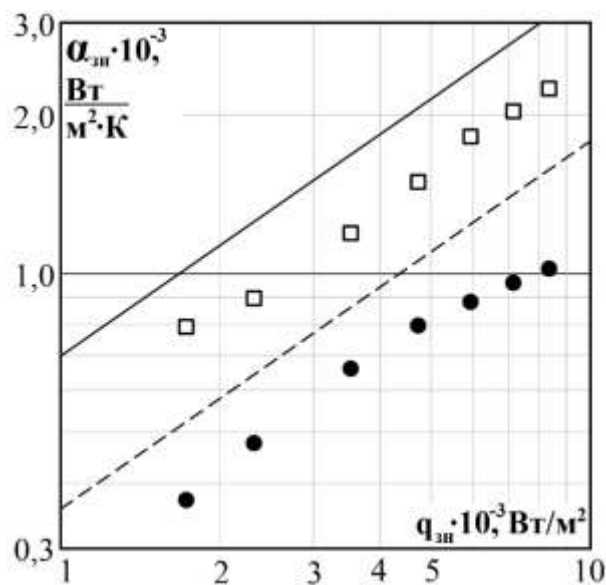
Рисунок 2 - Схема експериментальної установки для дослідження процесів теплообміну всередині ТТ



- - $t_n = 40^\circ\text{C}$ ($P_n = 1,2$ бар); □ - $t_n = 50^\circ\text{C}$ ($P_n = 1,6$ бар);
- ▲ - $t_n = 60^\circ\text{C}$ ($P_n = 2,1$ бар); ○ - $t_n = 70^\circ\text{C}$ ($P_n = 2,8$ бар);
- розрахунок за формулою (1) для великого об'єму ($P_n = 1,2$ бар);
- розрахунок за формулою (2) для ТС ($P_n = 1,2$ бар).

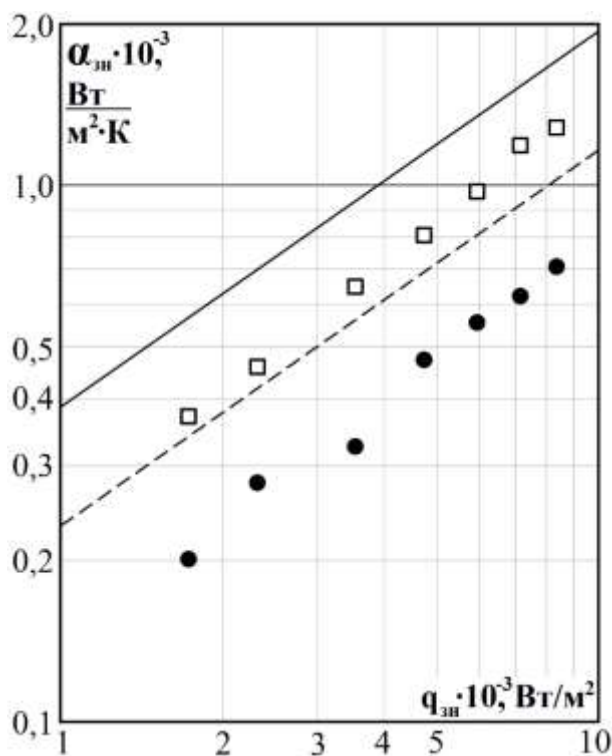
Рисунок 3 - Залежність інтенсивності теплообміну при кипінні n-пентану в АКТТ від густини теплового потоку

Експериментальні дані з інтенсивності тепловіддачі в зоні нагріву АКТТ для ацетону і фреону 141b представлені на рис. 4-5.



● – $t_n = 60^\circ\text{C}$ ($P_n = 1,2$ бар); □ – $t_n = 90^\circ\text{C}$ ($P_n = 2,3$ бар);
 - - - - розрахунок за формулою (1) для великого об'єму ($P_n = 2,3$ бар);
 — — — розрахунок за формулою (2) для ТС ($P_n = 2,3$ бар).

Рисунок 4 - Залежність інтенсивності теплообміну при кипінні ацетону в АКТТ від густини теплового потоку



● – $t_n = 40^\circ\text{C}$ ($P_n = 1,3$ бар); □ – $t_n = 90^\circ\text{C}$ ($P_n = 5,4$ бар);
 - - - - розрахунок за формулою (1) для великого об'єму ($P_n = 5,4$ бар);
 — — — розрахунок за формулою (2) для ТС ($P_n = 5,4$ бар).

Рисунок 5 - Залежність інтенсивності теплообміну при кипінні фреону 141b в АКТТ від густини теплового потоку

Ці результати показали, що інтенсивність теплообміну при кипінні ацетону в 1,5-2 рази більше ніж при кипінні фреону 141b і н-пентану. Поясненням такої істотної різниці є їх відмінність теплофізичних властивостей, в першу чергу, теплоти пароутворення, яка у ацетону найбільша. Впливає також в'язкість, зі збільшенням якої зменшується інтенсивність перемішування рідини і тим самим зменшується

інтенсивність теплообміну при кипінні, а також теплопровідність рідкої фази, яка позитивно впливає на коефіцієнт тепловіддачі.

Аналіз рівнянь руху рідини та пари, енергії, нерозривності, характерних для теплообміну між стінкою і рідиною при кипінні [23], а також умов однозначності, проведений на основі теорії подібності дає можливість узагальнити експериментальні дані за допомогою критеріального рівняння виду:

$$Nu = f(Pe; Pr; K_p). \quad (3)$$

І хоча даний вид залежності застосовують для визначення інтенсивності теплообміну при кипінні у великому об'ємі та в термосифонах з гладкою поверхнею, виявилось, що він з досить задовільною точністю описує процес в термосифоні з канавчатою структурою.

В результаті обробки експериментальних даних (рис. 6) отримана критеріальна залежність для розрахунку інтенсивності теплообміну при кипінні в АКТТ, яка має вигляд:

$$Nu = 0,00142 \cdot Pe^{0,67} \cdot Pr^{-1} \cdot K_p^{0,75} \quad (4)$$

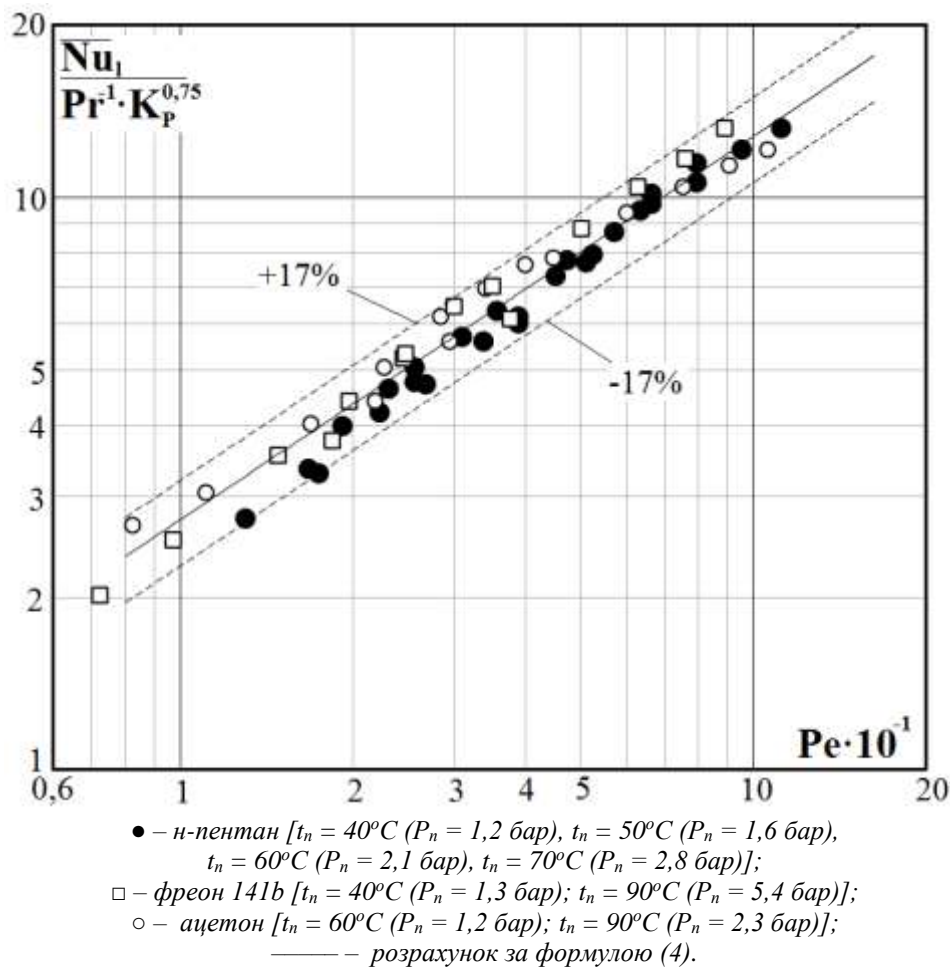


Рисунок 6 - Узагальнення експериментальних даних з теплообміну в зоні нагріву АКТТ

Висновки

1. Результати досліджень інтенсивності теплообміну при кипінні є важливим інструментом для розробки методик, математичних і комп'ютерних моделей розрахунків терморегулюючих систем охолодження радіоелектронної та іншої високотехнологічної апаратури, працюючих на базі АКТТ в режимі термосифону.

2. Інтенсивність теплообміну при кипінні в зоні нагріву АКТТ залежить від таких основних чинників:

- густина підведеного теплового потоку;
- теплофізичні властивості робочої рідини;
- тиск насиченої пари робочої рідини.

3. Вплив тиску насиченої пари робочої рідини АКТТ істотно впливає на процес теплообміну при кипінні що необхідно враховувати при розробці і експлуатації даних ТТ в технічних пристроях. Іншими словами, від цього чинника залежать теплотехнічні характеристики АКТТ - термічний опір і максимальний тепловий потік.

4. Для розрахунку інтенсивності теплообміну при кипінні в зоні нагріву АКТТ яка працює в режимі термосифону рекомендується критеріальна залежність (4), яка справедлива в діапазоні підведеної густини теплового потоку від $0,1 \cdot 10^4$ Вт/м² до $1,4 \cdot 10^4$ і температури пари робочої рідини від +30°C до +90°C. При цьому похибка становить не більше $\pm 17\%$

Список використаної літератури

1. Heat Pipes: Theory, Design and Applications / D. Reay et al. Elsevier Science & Technology Books, 2022. 288 p.
2. Space-applied aluminum profiled heat pipes with axial grooves: experiments and simulation / B. Rassamakin et al. Heat Pipe Science and Technology, An International Journal. 2010. Vol. 1, no. 4. P. 313–327. URL: <https://doi.org/10.1615/heatpipesciotech.v1.i4.20>
3. Pis'mennyi E., Khairnasov S., Rassamakin B. Heat Transfer in Evaporation Zone of Ammonia Aluminium Heat Pipes. Research Bulletin of the National Technical University of Ukraine "Kyiv Politechnic Institute". 2017. No. 1. P. 14–23. URL: <https://doi.org/10.20535/1810-0546.2017.1.82925>
4. The study of the heat-engineering characteristics of a solar heat collector based on aluminum heat pipes / S. M. Khairnasov et al. Applied Solar Energy. 2013. Vol. 49, no. 4. P. 225–231. URL: <https://doi.org/10.3103/s0003701x13040051>
5. Rassamakin B., Khairnasov S., Anisimova A. Thermal performance of aluminium grooved heat pipes. 2016 International Conference on Electronics and Information Technology (EIT), Odessa, Ukraine, 23–27 May 2016. 2016. URL: <https://doi.org/10.1109/iceait.2016.7500979>
6. Батуркин В. М., Шевель Е. В. Исследование гидродинамических характеристик конструкционных капиллярных структур в тепловых трубах. Східно-Європейський журнал підприємницьких технологій. 2009. Вип. 3, № 6. С. 30-36.
7. Kozak D. V., Nikolaenko Y. E. The working characteristics of two-phase heat transfer devices for LED modules. 2016 International Conference on Electronics and Information Technology (EIT), Odessa, Ukraine, 23–27 May 2016. 2016. URL: <https://doi.org/10.1109/iceait.2016.7500980>
8. Николаенко Ю. Е., Козак Д. В., Хайрнасое С. М. Коэффициенты теплоотдачи в зонах испарения и конденсации алюминиевой тепловой трубы с резьбовидной капиллярной структурой. Труды XVIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні інформаційні та електронні технології», 22-26 травня, Одеса. 2017. С. 37-38.
9. Николаенко Ю. Е., Козак Д. В., Хайрнасое С. М. Сравнение тепловых характеристик термосифона и гравитационной тепловой трубы одинаковых размеров. Труды XVII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні інформаційні та електронні технології», 23-27 травня, Одеса. 2016. С. 164-165.
10. Khairnasov S., Rassamakin B., Kozak D. Experimental investigations of aluminum thermosyphons for a photovoltaic thermal module. Heat Pipe Science and Technology, An International Journal. 2015. Vol. 6, no. 3-4. P. 205–215. URL: <https://doi.org/10.1615/heatpipesciotech.v6.i3-4.80>
11. Investigation performance of axial grooved heat pipes with high thermal capacity/ V. Barantsevith et al. Proc. of 12th International Heat Pipe Conference, Moscow, Russia. 2002. P. 489-494
12. J.P. Alario et al. Method of making a re-entrant groove heat pipe : patent U.S. Patent 4 457 059 United States. Applied on 03.07.1984.
13. Kim C., Lee K.-S., Yook S.-J. Effect of air-gap fans on cooling of windings in a large-capacity, high-speed induction motor. Applied Thermal Engineering. 2016. Vol. 100. P. 658–667. URL: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.077>
14. Thermal enhancement by using grooves and ribs combined with delta-winglet vortex generator in a solar receiver heat exchanger/ L. Luo et al. Applied Energy. 2016. Vol. 183. P. 1317–1332. URL: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.09.077>
15. Ibrahim E., Moawed M., Berbish N. S. Heat transfer characteristics of rotating triangular thermosyphon. Heat and Mass Transfer. 2012. Vol. 48, no. 9. P. 1539–1548. URL: <https://doi.org/10.1007/s00231-012-0995-9>
16. Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications / D. Jafari et al. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2016. Vol. 53. P. 575–593. URL: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.002>
17. Theoretical and Experimental Analysis of the Steady Flow Across the Cylinderhead of a Low-Capacity Engine / A. Castilla et al. Journal of Applied Mechanics. 2016. Vol. 83, no. 12. URL: <https://doi.org/10.1115/1.4034619>

18. Kumar A., Dhiman A., Baranyi L. Fluid flow and heat transfer around a confined semi-circular cylinder: Onset of vortex shedding and effects of Reynolds and Prandtl numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016. Vol. 102. P. 417–425. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.06.026>

19. Kuznetsov G.V., Sitnikov A.E. Numerical analysis of basic regularities of heat and mass transfer in high-temperature heat pipe. *TVT*. 2002. Vol. 40, Iss. 6. P. 964–970. URL: doi: 10.1023/a:1021437502952

20. Kuznetsov G. V., Al-Ani M. A., Sheremet M. A. Numerical analysis of convective heat transfer in a closed two-phase thermosyphon. *Journal of Engineering Thermophysics*. 2011. Vol. 20, no. 2. P. 201–210. URL: <https://doi.org/10.1134/s1810232811020081>

21. Fadhil B., Wrobel L. C., Jouhara H. Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 60, no. 1-2. P. 122–131. URL: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.06.044>

22. Семена М. Г., Киселев Ю. Ф. Исследование теплообмена в зоне теплоподвода двухфазных термосифонов при малых степенях заполнения // *Инженерно-физический журнал*. ТОМ 35, №4. С. 600–605.

23. Кутателадзе С.С. Теплопередача при конденсации и кипении Машгиз, 1952, 232 с.

D.Kozak¹, Cand. Sc. (Eng.), Senior Researcher, ORCID 0000-0001-5221-528X

Ie. Shevel¹, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Prof, ORCID 0000-0002-4635-5996

B. Rassamakin¹, Cand. Sc. (Eng.), Leading Researcher, ORCID 0000-0001-8097-3678

S. Khairnasov¹, Dr. Sc. (Eng.), Prof., ORCID 0000-0001-5494-3934

¹**National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”**

HEAT EXCHANGE IN THE HEATING ZONE OF ALUMINUM GROOVED HEAT PIPES

At the present time, autonomous closed two-phase heat transfer systems - heat pipes (TP) are increasingly used in the systems for ensuring the thermal regimes of some space and ground vehicles. When developing and using such devices, it is necessary to solve the issue of optimizing the characteristics of these systems, which is most realistic to do on the basis of experiments conducted in working conditions. One of the important characteristics is the intensity of heat exchange in the heating zone of the heat pipe during its operation. The article presents the results of experimental studies of heat transfer in the heating zone for different working fluids on the internal developed surface in the form of an Ω -shaped capillary structure of an aluminum heat pipe operating in thermosiphon mode, i.e. the pipe was located vertically, the heating zone was located below. The experiments were carried out on experimental samples of aluminum heat pipes in the range of supplied heat fluxes from $0.1 \cdot 10^4$ W/m² to $1.4 \cdot 10^4$ W/m² and temperatures of the saturated steam of the working fluid from +30°C to +90°C. The research results are compared with the literature data on the heat exchange of these investigated working fluids on smooth surfaces in conditions of a large volume, and the criterion dependence of the calculation of the intensity of heat exchange for these conditions is obtained.

Keywords: heat pipe, thermosyphon, heat transfer coefficient, capillary structure, boiling, experiment.

Надійшла: 14.03.2024

Received: 14.03.2024