

Л. В. ЛІПНИЦЬКИЙ, Р. С. МЕЛЬНИК, д. т. н. Ю. Є. НИКОЛАЄНКО,
д. т. н. В. Ю. КРАВЕЦЬ, PhD Д. В. ПЕКУР*

Україна, м. Київ, КПІ ім. Ігоря Сікорського;

*Інститут фізики напівпровідників імені В. Є. Лашкарьова НАН України

E-mail: leonid.lipnitsky@gmail.com; yunikola@ukr.net

ВПЛИВ ФОРМИ ГРАВІТАЦІЙНОЇ ТЕПЛОВОЇ ТРУБИ З РІЗЬБОВИМ ВИПАРНИКОМ НА ЇЇ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Виконано порівняння теплових характеристик мідної гравітаційної циліндричної теплової труби (ТТ) з різьбовим випарником, заповненої фреоном R141b, до та після її сплюснення. Експериментальні дослідження проводились при вертикальному розташуванні ТТ та під кутом нахилу відносно горизонту 15° в умовах охолодження зони конденсації вимушеною конвекцією. Показано, як впливає перехід від циліндричної форми корпусу до плоскої на температуру в зоні нагріву ТТ, тепловий опір та коефіцієнт тепловіддачі в зонах випаровування та конденсації в діапазоні теплової потужності від 5 до 70 Вт.

Ключові слова: тепла труба, теплопередавальні характеристики, різьбовий випарник, форма корпусу ТТ.

Сучасний розвиток електронного обладнання пов'язаний з проблемою зниження його масових та габаритних характеристик при одночасному збільшенні потужності. Це призводить до підвищення температурного режиму роботи як окремих елементів, так і пристрою в цілому, що сприяє зниженню надійності обладнання. Вважається, що відповідно до рівняння Арреніуса підвищення температури p - n -переходу інтегральної схеми на 10°C зменшує її середній термін служби на 50% [1]. Тому важливою інженерною задачею є пошук та створення ефективних систем охолодження, що можуть забезпечити нормальний тепловий режим електронних пристроїв у заданому діапазоні температури. Одним із сучасних рішень при цьому є використання теплових труб (ТТ) різних типів, конструкції та розмірів [2–4].

Теплові труби являють собою герметичні випарувально-конденсаційні теплопередавальні пристрої з капілярною структурою на внутрішній поверхні, яка виконує функцію транспорту теплоносія та інтенсифікатора теплообміну в зонах ТТ. Проте наявність додаткової складової ТТ — шару капілярно-пористої структури призводить до збільшення вартості теплопередавальних пристроїв, а також ускладнює виготовлення системи охолодження з їх використанням.

Одним з найбільш простих та технологічних перспективних рішень здешевлення систем охолодження на основі двофазних теплопередавальних пристроїв є використання в системах охолодження термосифонів [5, 6] або гравітаційних теплових труб [7–10]. Гравітаційні ТТ відрізняються від традиційних гладкостінних термосифонів наявністю інтенсифікатора теплообміну щонайменше в зоні випаровування.

Роботу виконано за підтримки Національного фонду досліджень України (проект № 2020.02/0357) та Міністерства освіти і науки України (проект № 2603).

Повернення сконденсованого теплоносія до зони випаровування в них здійснюється лише силами гравітації, тому в робочому положенні системи охолодження зона конденсації ТТ має розташовуватися вище зони випаровування [11].

Для підвищення теплопередавальних характеристик гравітаційних ТТ використовують різні методи інтенсифікації теплообміну в зоні випаровування. Наприклад, автори [12] для інтенсифікації теплообміну зробили на поверхні ТТ осьові поздовжні канавки методом електроерозійного різання, в [13] — на поверхню поздовжніх канавок термосифона наносили окисне покриття, в [14] застосували інтенсифікатори теплообміну у вигляді нанотрубок, вирощених анодуванням внутрішньої поверхні стінки в зоні випаровування алюмінієвої гравітаційної ТТ з ацетоном. Найбільш простими і дешевими інтенсифікаторами теплообміну в зоні випаровування гравітаційної ТТ можуть стати різьбові канавки [7, 15, 16]. Наразі відома невелика кількість експериментальних досліджень гравітаційних ТТ з різьбовим випарником, наприклад [15–17], та декілька робіт з комп'ютерного моделювання систем охолодження на їх основі, наприклад [11, 18]. Їхні результати вказують на перспективність застосування плоских гравітаційних ТТ з різьбовою структурою в зоні випаровування [19] в системах охолодження електронної апаратури.

Метою цієї роботи є експериментальне вивчення впливу зміни форми гравітаційної ТТ з різьбовим випарником з циліндричної на плоску на температуру в зоні нагріву, тепловий опір та коефіцієнти тепловіддачі в зонах випаровування та конденсації в широкому діапазоні зміни теплової потужності (від 5 до 70 Вт) при кутах нахилу ТТ до горизонту 90° та 15° .

Експериментальні зразки гравітаційних ТТ та методика проведення досліджень

Експериментальний зразок мідної гравітаційної ТТ циліндричної форми з інтенсифікатором теплообміну у вигляді різбових канавок в зоні випаровування мав зовнішній діаметр 8 мм, внутрішній 6 мм, довжину 255 мм. Довжина зони нагріву ТТ складала 40 мм, зони охолодження — 200 мм, зона транспорту — 15 мм. Теплоносієм слугував фреон R141b. Коефіцієнт заповнення ТТ визначався як відношення об'єму теплоносія до об'єму внутрішнього простору ТТ в зоні випаровування й складав 0,54.

Після дослідження теплових характеристик циліндричної гравітаційної ТТ форму її корпусу змінювали на пласку (рис. 1) методом деформації у пресформах. Розміри поперечного перерізу пласкої гравітаційної ТТ склали 6×7,4 мм, при цьому зберігалася її довжина та кількість теплоносія.

Після заправлення ТТ теплоносієм та герметизації проводили механічне очищення її корпусу від оксидів міді, які утворилися в процесі виготовлення ТТ, після чого поверхню знежирювали та розмічали місця встановлення термопар за схемою, представленою на рис. 2. У визначених місцях за допомогою алюмінієвої клейкої стрічки монтували мідь-константанові термопари. Всього було встановлено 14 термопар: шість в зоні нагріву (ТП1...ТП6), одна в зоні транспорту (ТП7), сім в зоні охолодження (ТП8...ТП14). Далі проводився монтаж імітатора теплового потоку та радіатора охолодження з вентиляторним блоком. При цьому в місцях контакту використовувалась теплопровідна паста КПТ-8. Зони нагріву та транспорту ТТ теплоізолювали базальтовою ватою.

Підготовлений досліджуваний зразок ТТ монтували на поворотній пристрій експериментальної установки (рис. 3) у вертикальному положенні, розташовуючи зону охолодження ТТ вище зони нагріву, й перевіряли працездатність всіх систем установки.

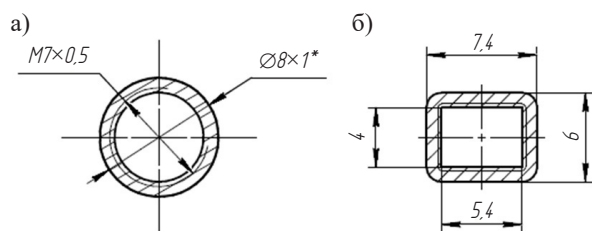


Рис. 1. Поперечний переріз гравітаційної ТТ в зоні нагріву: а — початкова форма; б — форма після пресування

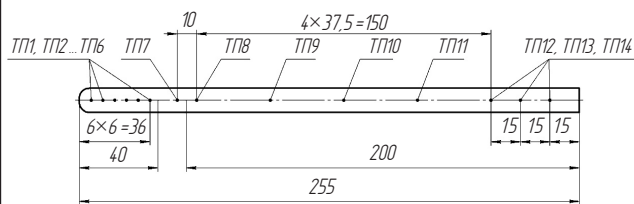


Рис. 2. Схема розташування термопар на поверхні ТТ

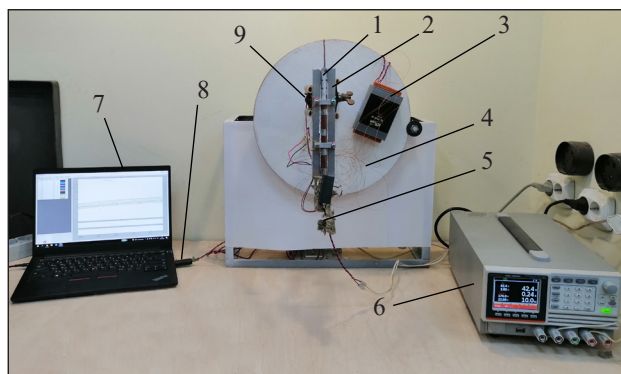


Рис. 3. Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження теплових характеристик гравітаційних ТТ в умовах охолодження вимушеною конвекцією:

1 — теплова труба; 2 — радіатор; 3 — модуль збору даних; 4 — поворотна основа; 5 — імітатор теплового потоку; 6 — блок живлення; 7 — персональний комп'ютер; 8 — перетворювач інтерфейсу; 9 — вентилятор

Експериментальна установка містить поворотну основу 4 з штативним притискачем, який дозволяє фіксувати досліджувану ТТ 1 з імітатором теплового потоку 5 та радіатором 2. Радіатор з вмонтованою ТТ охолоджували за допомогою двох вентиляторів 9, встановлених на торцях ребер радіатора на відстані, що дорівнювала третині довжини радіатора від кожного краю (рис. 4). З метою зниження контактного теплового опору в основі радіатора виконували канавку напівциліндричного поперечного перерізу для циліндричної ТТ та прямокутного перерізу на половину товщини основи радіатора для пласкої ТТ. До зони контакту між тепловою трубою та радіатором наносили теплопровідну пасту КПТ-8.

Відвід теплоти забезпечували вимушеною конвекцією повітря з температурою $20 \pm 1^\circ\text{C}$, швидкість повітря на виході з міжреберних каналів радіатора складала біля 1 м/с.

Експериментальні дослідження проводяться наступним чином.

Після фіксації досліджуваної ТТ у вертикальному положенні вмикаються вентилятори охолодження і подається електричне навантаження на імітатор теплового потоку. Після виходу установки на

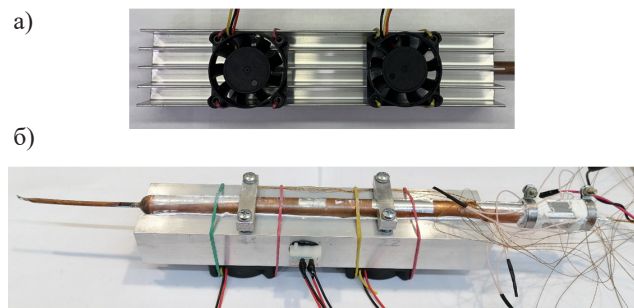


Рис. 4. Система тепловідведення від зони охолодження ТТ — вентиляторний охолоджувальний блок (а), встановлений на досліджуваній ТТ (б)

стаціонарний тепловий режим до електронної системи обробки даних вносяться покази терморпар в контрольних точках та значення теплової потужності Q . Потім відбувається перехід до наступного значення Q (крок підвищення 5 Вт). При досягненні температури в зоні нагріву 100°C (значення зумовлено температурними режимами роботи електроніки) електричний нагрівач вимикається, дані зберігаються в персональному комп'ютері для подальшої обробки.

Дискретний масив значень температури, отриманих за період стаціонарного режиму з кожного датчика температури ТП1...ТП14, осереднюється за формулою

$$\bar{t}_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n t_{ij},$$

де i — номер терморпарі, $i = 1 \dots 14$;

n — кількість вимірів протягом стаціонарного періоду;

j — порядковий номер вимірювання, $j = 1 \dots n$.

Після цього осереднюються температури по зонах нагріву (ЗН), транспорту (ЗТ) та охолодження (ЗО), а також розраховується тепловий опір R ТТ:

$$\bar{t}_{\text{ЗН}} = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 \bar{t}_i; \quad \bar{t}_{\text{ЗТ}} = \bar{t}_7;$$

$$\bar{t}_{\text{ЗО}} = \frac{1}{7} \sum_{i=8}^{14} \bar{t}_i; \quad R = \frac{\bar{t}_{\text{ЗН}} - \bar{t}_{\text{ЗО}}}{Q}.$$

Коефіцієнти тепловіддачі в зонах нагріву та конденсації визначали, відповідно, за формулами

$$\alpha_{\text{ЗН}} = \frac{Q}{F_{\text{ЗН}}(\bar{t}_{\text{ЗН}} - \bar{t}_{\text{ЗТ}})}; \quad \alpha_{\text{ЗК}} = \frac{Q}{F_{\text{ЗО}}(\bar{t}_{\text{ЗТ}} - \bar{t}_{\text{ЗО}})},$$

де $F_{\text{ЗН}}$, $F_{\text{ЗО}}$ — площа внутрішньої поверхні зони нагріву та зони конденсації відповідно.

Такі розрахунки виконувалися для кожного значення підведеного теплового навантаження Q . Результати представлялися у вигляді графічних залежностей середнього значення температури в зоні нагріву та величини теплового опору від теплового навантаження.

Результати експериментальних досліджень та їх аналіз

На практиці при розрахунку температурного режиму електронних компонентів, який може забезпечити система охолодження, важливо знати середнє значення температури в зоні нагріву ТТ за певного значення теплового навантаження.

На рис. 5 наведено результати визначення середніх значень температури в зоні нагріву для ТТ обох типів при різній їх орієнтації в просторі. Як видно

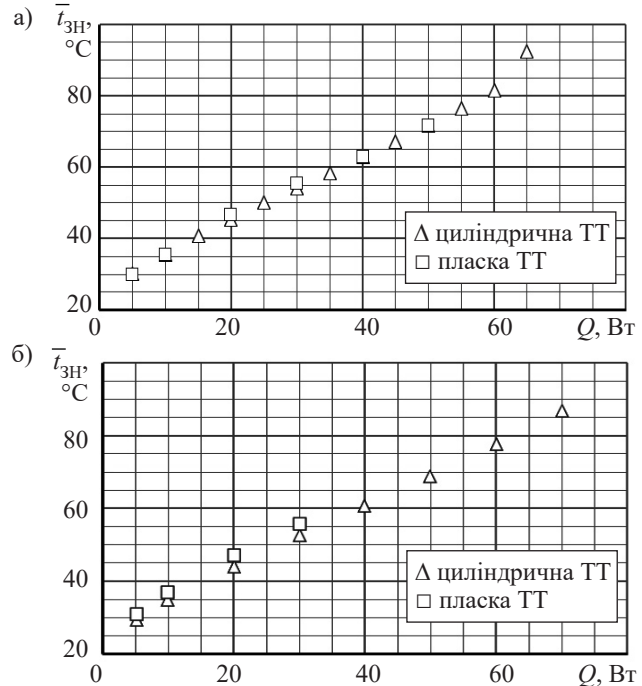


Рис. 5. Залежність середньої температури зони нагріву досліджуваних гравітаційних ТТ від підведеного теплового потоку у вертикальному положенні (а) та під кутом 15° відносно горизонту (б)

з рис. 5, а, при вертикальній орієнтації ці значення температури для ТТ циліндричної та плоскої форми майже однакові у всьому діапазоні зміни теплової потужності. Однак максимальний тепловий потік, який здатна передавати циліндрична ТТ, на 10 Вт перевищує той, що передає плоска (60 Вт проти 50 Вт). (При перевищенні цього значення Q спостерігалось стрімке зростання температури в зоні нагріву ТТ.) Як показують наведені результати, при вертикальній орієнтації ТТ і однакових значеннях теплового потоку в діапазоні від 5 до 50 Вт ефективність охолодження електронних компонентів не буде залежати від форми ТТ, а при потужності електронних компонентів від 50 до 60 Вт можна використовувати лише циліндричну ТТ.

Середні значення температури в зоні нагріву циліндричної ТТ, розташованої під кутом $\varphi = 15^{\circ}$ до горизонту, дещо відрізняються від отриманих при її вертикальному положенні — вони менші на $1-3^{\circ}\text{C}$, а для плоскої ТТ — майже такі самі (рис. 5, б). Тобто, при $\varphi = 15^{\circ}$ значення температури для плоскої ТТ порівняно з циліндричною у діапазоні теплових потоків від 5 до 30 Вт були вищими на $1-3^{\circ}\text{C}$ (або на $3-5\%$) залежно від теплового потоку. Більших змін набули значення максимального теплового потоку. Перш за все, після нахилу плоскої ТТ на 15° спостерігалось зменшення верхньої межі її функціонування на 20 Вт — з 50 до 30 Вт. Водночас для циліндричної ТТ максимальне значення теплового потоку зросло на 10 Вт — з 60 до 70 Вт.

Така поведінка теплових характеристик теплової труби при зміні її орієнтації в просторі може бути ви-

кликана зміною процесів теплообміну як в зоні нагріву, так і в зоні охолодження. І хоча різниця між значеннями температури є незначною, проте зменшення максимального теплового потоку плоскої ТТ є достатньо суттєвим. Це слід брати до уваги при використанні ТТ в певних умовах, наприклад в положеннях, близьких до горизонтального, попри те, що технологічно плоскі ТТ спрощують монтаж.

Щодо теплового опору R , аналіз представлених на рис. 6 даних показує, що з підвищенням теплового навантаження величина R як циліндричної, так і плоскої ТТ зменшується до певного значення Q , після якого починається його зростання. Це значення Q є максимальним тепловим потоком, що передається тепловою трубою. Така форма графіків з точкою перегину є класичною для теплового опору ТТ. Падіння R досягається завдяки інтенсифікації процесів кипіння та конденсації. В певний момент тепловий опір досягає мінімального значення, що вказує на максимум ефективності теплової труби. Подальше зростання може відбуватися через низку причин, таких як: нестача теплоносія в зоні нагріву, гідродинамічні фактори, зростання товщини плівки в зоні конденсації, що погіршує тепловіддачу, тощо. В загальному випадку початок зростання теплового опору сигналізує про початок кризових явищ в ТТ. Особливо помітно це на рис. 6, а, де зростання теплового потоку від 50 Вт призвело до стрімкого зростання теплового опору ТТ.

При вертикальній орієнтації ТТ на початковій ділянці (5—15 Вт) спостерігається відмінність теплового опору циліндричної та плоскої ТТ (рис. 6, а). Це пов'язано з внутрішньою гідродинамікою нерозвиненого кипіння та перерозподілом теплового потоку у зоні нагріву. Крім того, у вертикальному положенні мінімальний тепловий опір — $0,3^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ за теплового навантаження 50 Вт був досягнутий саме в плоскій ТТ. На відміну від цього, при $\varphi = 15^{\circ}$ (рис. 6, б) циліндрична ТТ забезпечує інтенсивніше повернення теплоносія у зону нагріву, що дозволяє досягти ще меншого значення мінімального теплового опору ($0,29^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$) та відвести від зони нагріву у два рази більший тепловий потік порівняно з плоскою ТТ.

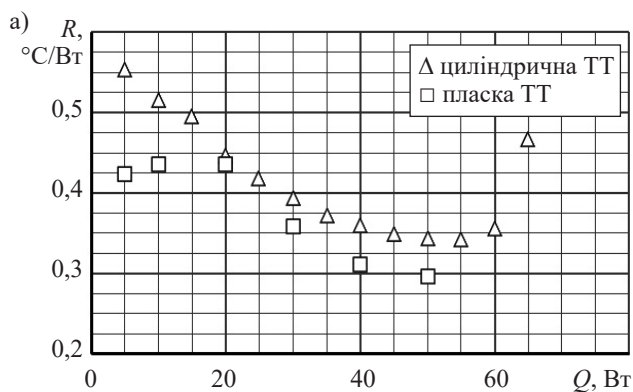
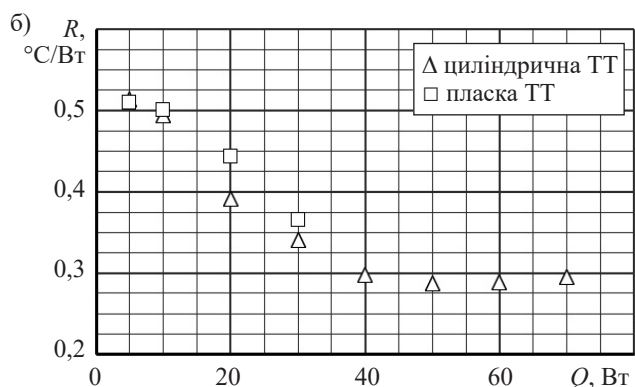


Рис. 6. Залежність теплового опору ТТ від підведеного теплового потоку у вертикальному положенні (а) та під кутом 15° відносно горизонту (б)

Тепловий опір досліджуваних гравітаційних ТТ складається з теплових опорів в зонах випаровування та конденсації, які визначаються інтенсивністю теплообміну в зазначених зонах. Отримані експериментально графічні залежності коефіцієнтів тепловіддачі α в зонах випаровування та конденсації в циліндричній та плоскій гравітаційних ТТ наведені на рис. 7, 8.

На відміну від залежностей температури зони нагріву та теплового опору ТТ від теплового навантаження, різниця між значеннями коефіцієнтів тепловіддачі циліндричної та плоскої ТТ є більш явною. Для циліндричної ТТ у вертикальному положенні (рис. 7, а) графік умовно можна розділити на три частини. В діапазоні 5—15 Вт коефіцієнт тепловіддачі змінюється незначно, що свідчить про початок функціонування ТТ та нерозвинене кипіння або ж інтенсивне випаровування в зоні нагріву. Для плоскої ТТ така картина спостерігається у дещо більшому діапазоні Q — до 20 Вт, проте значення її коефіцієнта тепловіддачі нижчі на 5—10%. Подальше збільшення теплового потоку призводить до інтенсифікації кипіння і зростання коефіцієнтів тепловіддачі в діапазоні Q від 20 до 50 Вт, при цьому на всьому діапазоні Q значення α для плоскої ТТ на 15—20% нижчі, ніж для циліндричної ТТ. Така різниця, вочевидь, може бути наслідком більшого опору переміщенню парової суміші від зони нагріву до зони охолодження через утворення менісків в кутах плоскої труби. Також з цієї причини можливе зменшення кількості теплоносія в зоні нагріву, що прямо впливає на інтенсивність відведення теплоти від стінки ТТ. При подальшому збільшенні теплового потоку спостерігається зменшення різниці значень α , а при переході від 55 до 60 Вт навіть зниження цих значень, що прямо вказує на кризові явища, пов'язані з нестачею теплоносія в зоні нагріву. У випадку плоскої ТТ таку картину спостерігати не вдалося.

Залежності $\alpha = f(Q)$, отримані при розташуванні ТТ під кутом нахилу до горизонту 15° (рис. 7, б), мають аналогічний характер, проте кількісно показники дещо відрізняються.



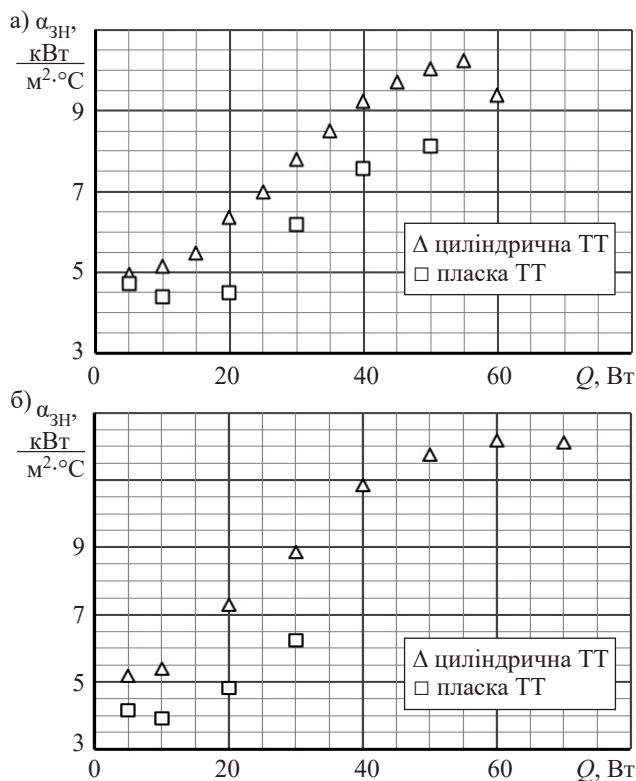


Рис. 7. Залежність коефіцієнта тепловіддачі у зоні нагріву ТТ від підведеного теплового потоку у вертикальному положенні (а) та під кутом 15° відносно горизонту (б)

Важливо зауважити, що для циліндричної ТТ при зміні орієнтації від вертикальної до нахиленої суттєво зросли значення α — на 14—19% залежно від теплового потоку. Такий приріст коефіцієнта тепловіддачі пояснюється утворенням тонкої плівки рідини у верхній частині зони нагріву, що інтенсифікує процес пароутворення. Крім того, при виході пару із зони нагріву захоплюється менше теплоносія. Частково це пояснює і зростання діапазону теплового потоку, де ТТ може функціонувати.

Як зазначалося вище, тепловий опір ТТ залежить як від інтенсивності процесу кипіння, так і від інтенсивності процесу конденсації. На рис. 8 наведено графіки залежності коефіцієнта тепловіддачі у зоні конденсації теплоносія від теплового потоку при різній орієнтації ТТ в просторі. На противагу результатам, що описують інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву, для зони конденсації, як у вертикальному, так і у нахиленому положеннях ТТ, значення коефіцієнтів тепловіддачі плоскої ТТ вищі порівняно з циліндричною на всьому дослідженому діапазоні Q .

Такий розподіл може пояснюватись згадуваним вище утворенням менісків рідини у кутах плоскої труби. Саме через це у зоні конденсації плоскої труби товщина плівки теплоносія на плоских гранях при вертикальній орієнтації ТТ менша, що і призводить до більш інтенсивної конденсації. Також це припущення підтверджується тим, що при зміні кута нахилу різниця в значеннях коефіцієнтів тепловідда-

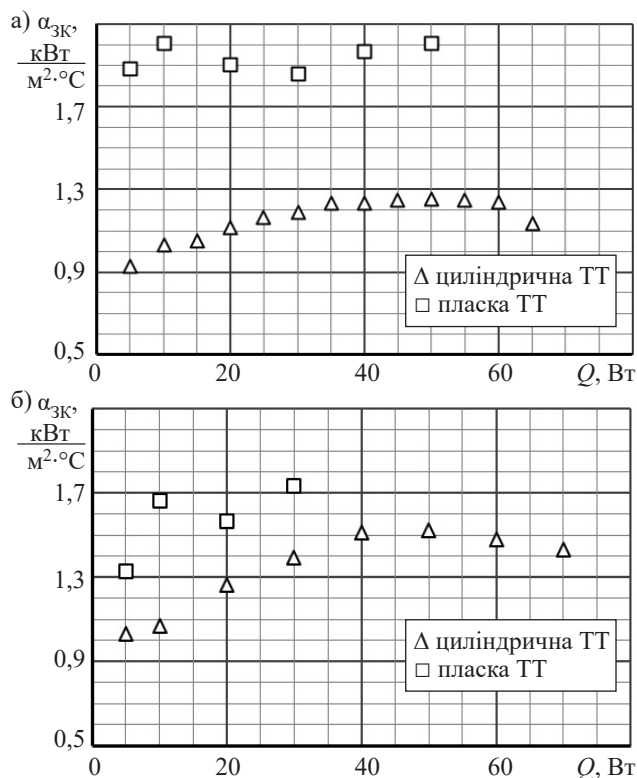


Рис. 8. Залежність коефіцієнта тепловіддачі у зоні конденсації ТТ від підведеного теплового потоку у вертикальному положенні (а) та під кутом 15° відносно горизонту (б)

чі між циліндричною та плоскою ТТ зменшується. Це відбувається через те, що в циліндричній ТТ теплоносія після конденсації стікає по стінках в нижню частину профілю труби, що призводить до зменшення товщини плівки конденсату на основній поверхні конденсації та до зростання ефективності конденсації. Цей ефект описували й інші автори при дослідженні впливу орієнтації в просторі на характеристики термосифонів. Тобто зменшення кута нахилу призводить до інтенсифікації процесів конденсації в круглій трубі на 5—12%.

У випадку плоскої ТТ зміна кута нахилу з 90° до 15° , навпаки, призводить до зменшення коефіцієнта тепловіддачі на 10—20% залежно від теплового потоку, що можна пояснити утворенням на всій нижній поверхні плоскої ТТ шару конденсату теплоносія. Оскільки саме від нижньої поверхні плоскої ТТ відводиться найбільша кількість теплоти до радіатора, утворення шару конденсату і призводить до погіршення характеристик теплообміну в зоні конденсації. Хоча навіть у такому випадку коефіцієнти тепловіддачі плоскої ТТ в зоні конденсації на 15—28% вищі, ніж циліндричної ТТ.

Висновки

Результати досліджень теплових характеристик циліндричної та плоскої гравітаційних ТТ з різбовим випарником, заправлених фреоном 141b, показують, що такі теплопередавальні пристрої можуть

бути використані для ефективного охолодження теплонавантажених електронних компонентів радіоелектронної та комп'ютерної техніки в умовах вимушеної конвекції при орієнтації у просторі за силами тяжіння.

Проведені дослідження дозволяють обґрунтовано підходити до вибору форми ТТ залежно від максимальних теплових навантажень електронних компонентів та орієнтації в просторі системи охолодження. Зміна форми з циліндричної на пласку призводить до зменшення максимального теплового навантаження, що може передаватися тепловою трубою, але пласка форма ТТ є більш технологічною для застосування у системах охолодження електронного обладнання. До того ж зміна форми корпусу ТТ з циліндричної на пласку при досліджених геометричних розмірах поперечного перерізу в дослідженому діапазоні теплових потоків незначно впливає на середнє значення температури в зоні нагріву та на тепловий опір ТТ.

Проведений аналіз інтенсивності тепловіддачі в процесах кипіння та конденсації в ТТ показав фактори впливу на ці процеси, що дозволить надалі шукати шляхи зменшення впливу зазначених факторів.

ВИКОРИСТАНІ ДЖЕРЕЛА

1. Lakshminarayanan V., Sriraam N. The effect of temperature on the reliability of electronic components. *2014 IEEE international conference on electronics, computing and communication technologies (CONECCT)*, Bangalore, India, 2014, pp. 1–6, <https://doi.org/10.1109/conecct.2014.6740182>
2. Khairnasov S., Naumova A. Heat pipes application in electronics thermal control systems. *Frontiers in Heat Pipes*, 2015, vol. 6, article 6, pp. 1–14, <http://dx.doi.org/10.5098/fhp.6.6>
3. Mochizuki M. Latest development and application of heat pipes for electronics and automotive. *2017 IEEE CPMT Symposium Japan (ICSJ)*, Kyoto, Japan, 2017, pp. 87–90. <https://doi.org/10.1109/ICSJ.2017.8240095>
4. Алексєнєв Е.С., Кравец В.Ю. Система отвода теплоты от теплонагруженных элементов РЭА на основе пульсационной тепловой трубы. *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*, 2013, № 1, с. 19–24.
5. Kravets V., Konshin V., Hurov D. et al. Determining the influence of geometric factors and the type of heat carrier on the thermal resistance of miniature two-phase thermosyphons. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2022, vol. 4, no. 8(118), pp. 51–59. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.263180>
6. Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. *Теория и практика*. Киев, Факт, 2005, 704 с.
7. Ніколаєнко Ю.Є. Гравітаційна теплова труба. Патент України на корисну модель №109840, 2016, бюл. № 17.
8. Nikolaenko Yu. E., Alekseik E.S., Kozak D.V., Nikolaenko T.Yu. Research on two-phase heat removal devices for power electronics. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2018, vol. 8, pp. 418–425. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.09.012>
9. Tian F.Z., Xin G.M., Hai Q., Cheng L. An investigation of heat transfer characteristic of cross internal helical microfin gravity heat pipe with self-rewetting fluid. *Advanced Materials Research*, 2013, vol. 765–767, pp.189–192. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.765-767.189>
10. Jobb M., Nemeč P., Kosa L., Malcho M. Influence of working fluid amount and working position gravitational heat pipe on thermal performance. *AIP Conference Proceedings*, 2014, vol. 1608, article 88. <https://doi.org/10.1063/1.4892713>
11. Nikolaenko Yu.E., Pekur D.V., Kravets V.Yu. et al. Study on the performance of the low-cost cooling system for transmit/receive module and broadening the exploitative capabilities of the system using gravity heat pipes. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2022, vol. 14, iss. 12, article 121001, pp. 1–12. <https://doi.org/10.1115/1.4054812>
12. Reji A.K., Kumaresan G., Kaushik N. et al. Thermal analysis of grooved heat pipe with eco-friendly refrigerant for low heat loads in comparison to an ordinary thermosyphon. *Materials Today: Proceedings*, 2022, vol. 66, pp. 878–882. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.04.512>
13. Sudhan A. L. S., Solomon A. B., Immanuel I. D. Comparative study on the heat transfer performance of micro-grooved anodized thermosyphon with R134a, R600a and R717 for low-temperature applications. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2021, vol. 35, is. 11, pp. 5213–5223. <http://doi.org/10.1007/s12206-021-1038-6>
14. Weng H.C., Yang M.-H. Heat transfer performance enhancement of gravity heat pipes by growing AAO nanotubes on inner wall surface. *Inventions*, 2018, vol. 3, is. 42, pp. 1–12. <https://doi.org/10.3390/inventions3030042>
15. Kozak D.V., Nikolaenko Yu.E. The working characteristics of two-phase heat transfer devices for LED modules. *2016 IEEE International Conference on Electronics and Information Technology (EIT)*. Odesa, Ukraine, 2016, pp. 10–13. <http://dx.doi.org/10.1109/ICEAIT.2016.7500980>
16. Николаєнко Ю.Є., Козак Д.В. Термическое сопротивление алюминиевой гравитационной тепловой трубы с резьбовой капиллярной структурой. *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*, 2017, № 4–5, с. 24–31.
17. Nikolaenko Yu.E., Pekur D.V., Sorokin V.M. et al. Experimental study on characteristics of gravity heat pipe with threaded evaporator. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2021, vol. 26, article 101107. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101107>
18. Nikolaenko Yu.E., Pekur D.V., Sorokin V.M. et al. Thermal performance of low-cost cooling systems for transmit/receive modules of phased array antennas with and without gravity heat pipes. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 2022, vol. 18, article 23. <https://doi.org/10.5098/hmt.18.23>
19. Ніколаєнко Ю.Є., Котов М.М. Гравітаційна теплова труба. Патент України на корисну модель № 130237, 2018, бюл. № 22.

Дата надходження рукопису до редакції 04.05 2023 р.

Опис статті для цитування:

Ліпницький Л. В., Мельник Р. С., Ніколаєнко Ю. Є., Кравець В. Ю., Пекур Д. В. Вплив форми гравітаційної теплової труби з різьбовим випарником на її теплопередавальні характеристики. *Технологія та конструювання в електронній апаратурі*, 2023, № 1–2, с. 27–33. <http://dx.doi.org/10.15222/TKEA2023.1-2.27>

Cite the article as:

Lipnitskyi L. V., Melnyk R. S., Nikolaenko Yu. E., Kravets V. Yu., Pekur D. V. Impact of changing the shape of gravity heat pipe with threaded evaporator on its heat transfer characteristics. *Technology and design in electronic equipment*, 2023, no. 1–2, pp. 27–33. <http://dx.doi.org/10.15222/TKEA2023.1-2.27>

IMPACT OF CHANGING THE SHAPE OF GRAVITY HEAT PIPE WITH THREADED
EVAPORATOR ON ITS HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS

The modern development of electronics is associated with the problem of reducing the mass and size of the equipment while increasing its power. This leads to an increase in the temperature of both individual elements and the device as a whole, which contributes to a decrease in equipment reliability. This makes the development of inexpensive yet efficient cooling systems an urgent task. One of the ways to solve this problem is to use heat pipes of a new simplified design in cooling systems. This article compares the thermal characteristics of a cylindrical copper gravity heat pipe with a threaded evaporator before and after flattening. The working fluid used in the experiment was R141b. Experimental studies were conducted at two tilt angles relative to the horizontal under the conditions of forced convection cooling of the condensation zone. The influence of the change in the shape of the body from cylindrical to flat on the temperature in the heating zone of the heat pipe, thermal resistance, and heat transfer coefficients in the evaporation and condensation zones was shown in the range of heat power from 5 to 70 W. The choice of the heat pipe is justified based on the maximum thermal loads of electronic components and the orientation of the cooling system in space. Changing the shape of heat pipe from cylindrical to flat leads to a decrease in the maximum thermal power transmitted, but a flat heat pipe shape is more technologically feasible for use in cooling systems of electronic equipment.

Keywords: heat pipe, heat transfer characteristics, threaded evaporator, HP housing shape.

REFERENCES

- Lakshminarayanan V., Sriraam N. The effect of temperature on the reliability of electronic components. *2014 IEEE international conference on electronics, computing and communication technologies (CONECCT)*, Bangalore, India, 2014, pp. 1–6. <https://doi.org/10.1109/conecct.2014.6740182>
- Khairnasov S., Naumova A. Heat pipes application in electronics thermal control systems. *Frontiers in Heat Pipes*, 2015, vol. 6, article 6, pp. 1–14. <http://dx.doi.org/10.5098/fhp.6.6>
- Mochizuki M. Latest development and application of heat pipes for electronics and automotive. *2017 IEEE CPMT Symposium Japan (ICSJ)*, Kyoto, Japan, 2017, pp. 87–90. <https://doi.org/10.1109/ICSJ.2017.8240095>
- Alekseik E. S., Kravets V. Yu. Oscillating heat pipe cooler for heat-generating elements of electronics. *Tekhnologiya i Konstruirovaniye v Elektronnoi Apparature*, 2013, no. 1, pp. 19–24. (Rus)
- Kravets V., Konshin V., Hurov D. et al. Determining the influence of geometric factors and the type of heat carrier on the thermal resistance of miniature two-phase thermosyphons. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2022, vol. 4, no. 8(118), pp. 51–59. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.263180>
- Bezrodny M.K., Pioro I.L., Kostyuk T.O. *Pratsessy perenosy v dvukhfaznykh termosifonnykh sistemakh. Teoriya i praktika* [Transport processes in two-phase thermosiphon systems. Theory and practice]. Kyiv, Fact, 2005, 704 p. (Rus)
- Nikolaenko Yu.E. [Gravity heat pipe]. *Patent of Ukraine no. 109840*, 2016, bul. no. 17. (Ukr)
- Nikolaenko Yu. E., Alekseik E.S., Kozak D.V., Nikolaienko T.Yu. Research on two-phase heat removal devices for power electronics. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2018, vol. 8, pp. 418–425. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.09.012>
- Tian F.Z., Xin G.M., Hai Q., Cheng L. An investigation of heat transfer characteristic of cross internal helical microfin gravity heat pipe with self-wetting fluid. *Advanced Materials Research*, 2013, vol. 765–767, pp.189–192. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.765-767.189>
- Jobb M., Nemec P., Kosa L., Malcho M. Influence of working fluid amount and working position gravitational heat pipe on thermal performance. *AIP Conference Proceedings*, 2014, vol. 1608, article 88. <https://doi.org/10.1063/1.4892713>
- Nikolaenko Yu.E., Pekur D.V., Kravets V.Yu. et al. Study on the performance of the low-cost cooling system for transmit/receive module and broadening the exploitative capabilities of the system using gravity heat pipes. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2022, vol. 14, iss. 12, article 121001, pp. 1–12. <https://doi.org/10.1115/1.4054812>
- Reji A.K., Kumaresan G., Kaushik N. et al. Thermal analysis of grooved heat pipe with eco-friendly refrigerant for low heat loads in comparison to an ordinary thermosyphon. *Materials Today: Proceedings*, 2022, vol. 66, pp. 878–882. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.04.512>
- Sudhan A. L. S., Solomon A. B., Immanuel I. D. Comparative study on the heat transfer performance of micro-grooved anodized thermosyphon with R134a, R600a and R717 for low-temperature applications. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2021, vol. 35, is. 11, pp. 5213–5223. <http://doi.org/10.1007/s12206-021-1038-6>
- Weng H.C., Yang M.-H. Heat transfer performance enhancement of gravity heat pipes by growing AAO nanotubes on inner wall surface. *Inventions*, 2018, vol. 3, is. 42, pp. 1–12. <https://doi.org/10.3390/inventions3030042>
- Kozak D.V., Nikolaenko Yu.E. The working characteristics of two-phase heat transfer devices for LED modules. *2016 IEEE International Conference on Electronics and Information Technology (EIT)*. Odesa, Ukraine, 2016, pp. 10–13. <http://dx.doi.org/10.1109/ICEAIT.2016.7500980>
- Nikolaenko Yu. E., Kozak D. V. Thermal resistance of aluminum gravity heat pipe with threaded capillary structure. *Tekhnologiya i Konstruirovaniye v Elektronnoi Apparature*, 2017, no. 4–5, pp. 24–31. <https://doi.org/10.15222/TKEA2017.4-5.24> (Rus)
- Nikolaenko Yu.E., Pekur D.V., Sorokin V.M. et al. Experimental study on characteristics of gravity heat pipe with threaded evaporator. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2021, vol. 26, article 101107. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101107>
- Nikolaenko Yu.E., Pekur D.V., Sorokin V.M. et al. Thermal performance of low-cost cooling systems for transmit/receive modules of phased array antennas with and without gravity heat pipes. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 2022, vol. 18, article 23. <https://doi.org/10.5098/hmt.18.23>
- Nikolaenko Yu.E., Kotov M.M. [Gravity heat pipe]. *Patent of Ukraine no. 130237*, 2018, bul. no. 22. (Ukr)