УДК 536.248.2 DOI: 10.15222/TKEA2023.3-4.74

Д. т. н. В. Ю. КРАВЕЦЬ[1], д. т. н. С. М. ХАЙРНАСОВ[1], М. Д. РОМАЩЕНКО[1], А. О. ДАНИЛОВИЧ[2]

Україна, м. Київ, [1]КПІ ім. Ігоря Сікорського; [2]ІСТЕ СБ України
E-mail: kravetz_kpi@ukr.net

ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МІНІАТЮРНИХ ТЕПЛОВИХ ТРУБ ДЛЯ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОННОЇ ТЕХНІКИ

Наведено результати експериментального дослідження термічного опору та максимальних теплових потоків мініатюрних теплових труб (МТТ) з металоволокнистою капілярною структурою діаметром від 3 до 6 мм довжиною від 150 до 300 мм. Теплоносіями слугували вода та етанол. Дослідження проводилося за різної орієнтації МТТ у просторі. Показано, що на їхні теплопередавальні характеристики впливають як геометричні, так і режимні фактори. Визначено, що мінімальний термічний опір і максимальний тепловий потік суттєво залежать від діаметра парового каналу, пористості капілярної структури та теплофізичних властивостей теплоносія. Наведено дані щодо інтенсивності тепловіддачі в зоні нагрівання залежно від розмірів парового каналу.

Ключові слова: мініатюрна теплова труба, максимальний тепловий потік, термічний опір, капілярна структура, кипіння, теплоносій, орієнтація у просторі.

Стрімкий розвиток індустрії електронних компонентів і високі темпи мініатюризації роблять актуальним завдання створення надійних систем охолодження, спроможних забезпечити ефективне відведення теплоти в умовах підвищення теплових потоків, які виділяються мініатюрними напівпровідниковими та іншими приладами. Сучасні тенденції створення ефективних мініатюрних радіоелектронних комплексів різного призначення, що функціонують під дією сил гравітації, прискорення тощо, потребують винаходження надійних систем охолодження для підтримання заданих температурних режимів. Особливо це стосується приладів електронної техніки в літакобудуванні та в космічній галузях. Одним із найефективніших засобів відведення значних теплових потоків є системи охолодження на базі теплових труб (**ТТ**), зокрема мініатюрних.

Мініатюрні теплові труби (**МТТ**) вперше були застосовані ще у 1984 році для контролю температури напівпровідникових пристроїв [1]. З того часу вони набули різноманітних застосувань — від охолодження лазерних діодів та інших приладів із локальними тепловиділеннями, контролю температури крайки крила надзвукових літаків до лікування ракових тканин із застосуванням перегріву або переохолодження [2–6].

Для визначення, чи належить теплова труба до класу мініатюрних, використовують число Бонда: $Bo = d_{пп}/l_к$, де $d_{пп}$ — геометричний розмір парового простору; $l_к$ — капілярна стала. Теплові труби вважають мініатюрними за умови $Bo < 1$ [3, 4], а деякі автори — при $Bo < 2$ [5, 6]).

Принцип передачі теплоти тепловими трубами будь-якої конструкції заснований на замкненому випаровувально-конденсаційному процесі [7]. Однією з важливих складових ТТ є капілярно-пориста структура, розташована на внутрішній поверхні оболонки труби. Під дією капілярних сил теплоносій просочує капілярну структуру, а теплотранспортна здатність теплової труби залежить від її властивостей і властивостей рідини. Завдяки капілярній структурі ТТ може передавати теплову енергію в умовах різного її розташування відносно сил гравітації. Передусім це важливо для систем охолодження космічної електроніки, коли гравітаційна складова відсутня — в цьому випадку відведення теплоти відбувається тільки за допомогою капілярних сил [8].

Специфіка мініатюрних ТТ полягає в тому, що у передаванні ними теплової енергії визначальну роль відіграють капілярні сили та сили поверхневого натягу, а також теплофізичні властивості теплоносія [9]. До того ж, з огляду на малий поперечний переріз парового каналу ($d_{пп} < 5$ мм), МТТ не можуть передавати значні теплові потоки [10]. При цьому основним стримувальним фактором є перешкоджання циркуляції теплоносія всередині МТТ, що може бути пов'язане з багатьма причинами — капілярним підсосом, гідравлічним опором, взаємодією на межі розділу «рідина — пара», швидкість руху пари, яка може досягати значень, порівнянних зі швидкістю звуку в цьому середовищі, тощо. Ще однією проблемою тут є обмеження щодо досягнення критичних теплових потоків у зоні нагріву, особливо це стосується тонких МТТ [11–14]. Досягнення такого граничного стану призводить до збільшення перепаду температури між зонами підведення і відведення теплоти та, відповідно, до зниження переданого теплового потоку.

Однією з проблем при створенні МТТ є розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі в зонах випаровування

ISSN 2225-5818 (Print)
ISSN 2309-9992 (Online)

(нагріву) та конденсації, оскільки підвищення інтенсивності тепловіддачі в цих зонах дозволить знизити термічний опір та збільшити максимальні передавані теплові потоки МТТ. При цьому результати розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі за наявними для звичайних ТТ моделями можуть відрізнятися від реальних на кілька порядків, оскільки ці моделі були отримані для кипіння на пористих структурах великого об'єму та не враховують вплив обмеженого простору, який є доволі суттєвим. Основними теплопередавальними характеристиками МТТ є термічний опір і максимальний тепловий потік. Складність процесів, що відбуваються всередині МТТ (кипіння, конденсація, переміщення пари та рідини), не дозволяє аналітично визначити їхні основні характеристики. Більшість досліджень присвячено визначенню термічного опору та величини максимального теплового потоку для конкретних конструкцій МТТ, і вкрай мало публікацій, в яких досліджуються фізичні механізми передавання теплоти всередині МТТ і вплив обмеженості простору.

Ця робота присвячена вивченню впливу геометричних і режимних факторів на термічний опір і максимальні теплові потоки мініатюрних теплових труб з мідною металоволокнистою капілярною структурою.

Зразки для досліджень та експериментальна установка

Досліджувані мініатюрні ТТ були виготовлені у лабораторії теплових труб КПІ ім. І. Сікорського. На **рис. 1** представлені зразки цих МТТ, а їхні геометричні характеристики — в **таблиці**.

Дослідження теплопередавальних характеристик МТТ проводили на установці, схематично представленій на **рис. 2**. Мініатюрна ТТ, оснащена омічним нагрівачем *2* і конденсатором "труба в трубі" *3*, розташовувалася залежно від завдання дослідження: вертикально, коли зона конденсації (**ЗК**) знаходиться над зоною нагріву (**ЗН**) — φ =+90°; горизонтально — φ =0°; вертикально, коли ЗК знаходиться під ЗН — φ =–90°. По всій довжині МТТ були встановлені мідь-константанові термопари *6* — по три в зонах випаровування та конденсації і дві в зоні транспорту (**ЗТ**). Сигнал від термопар подавався на аналогово-цифровий перетворювач (**АЦП**) *4* і далі на персональний комп'ютер *5*. Температура фіксувалась за допомогою системи зчитування показань термопар в режимі реального часу з частотою 1 Гц. Для зниження теплових втрат до навколишнього середовища МТТ теплоізолювали базальтовим волокном із коефіцієнтом теплопровідності 0,04 Вт/(м·К). Зона конденсації омива-

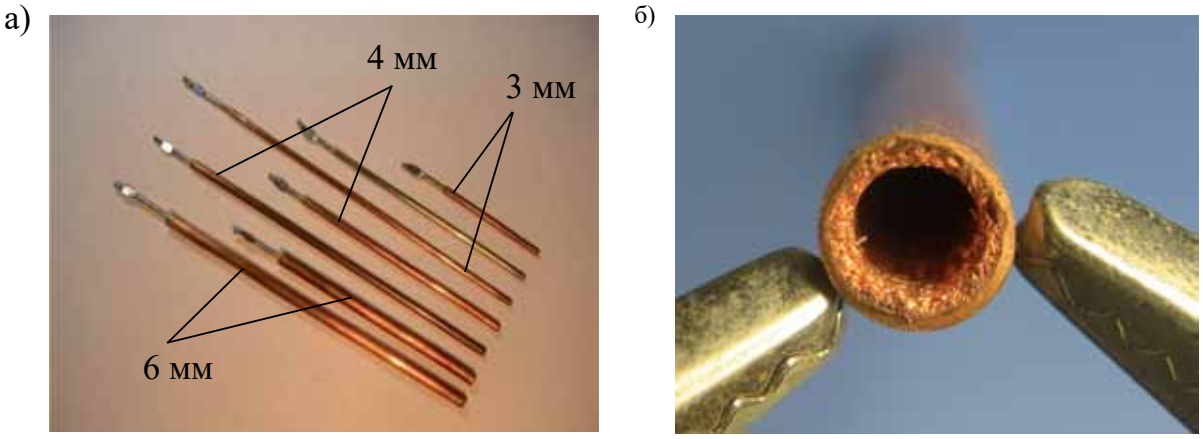

Рис. 1. Зразки мідних мініатюрних теплових труб (*а*) та фото перерізу МТТ діаметром 6 мм (*б*)

Геометричні характеристики досліджуваних мідних МТТ

Позначення МТТ	МТТ1	МТТ2	МТТ3	МТТ4	МТТ5
Зовнішній діаметр, $d_{МТТ}$, мм	3	4	6	6	6
Діаметр парового простору, $d_{ПП}$ мм	1,2	2,0	3,0	4,0	4,0
Загальна довжина, l_{Σ}, мм	300	150	175	175	230
Довжина зони нагріву, $l_{ЗН}$, мм	60	61	62	60	70
Довжина зони конденсації, $l_{ЗК}$, мм	162	68	67	60	40
Товщина капілярної структури, δ, мм	0,4	0,5	1,0	0,5	0,5
Пористість, П, %	88	82	70	82	88
Теплоносій	вода	вода	вода	вода	етанол

ISSN 2225-5818 (Print)
ISSN 2309-9992 (Online)

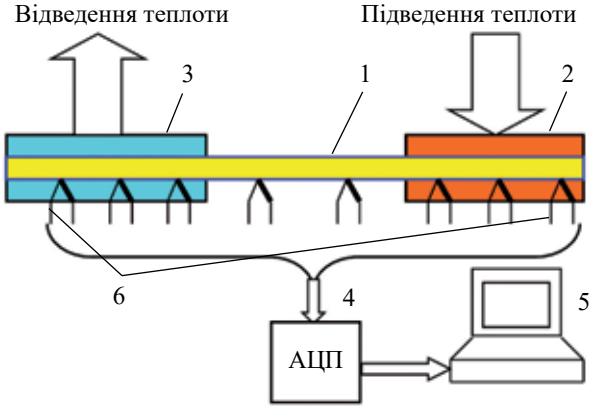

Рис. 2. Схема експериментальної установки для дослідження теплопередавальних характеристик МТТ:
1 — МТТ; *2* — нагрівач; *3* — конденсатор типу "труба в трубі"; *4* — аналогово-цифровий перетворювач; *5* — персональний комп'ютер; *6* — мідь-костантанові термопари

лася водою з постійною витратою $G=4{,}9\cdot10^{-3}$ кг/с, яку підтримували за допомогою напірного бака і контролювали за показаннями ротаметра.

Температуру води на вході в конденсатор і на виході з нього ($t_{вих}$, $t_{вх}$) вимірювали двома мідь-константановими термопарами, сигнал від яких також подавали на АЦП і далі на комп'ютер. Температура води на вході в конденсатор під час експерименту підтримувалася постійною: 20°C ± 0,5°C.

Відведений тепловий потік $Q_{від}$, термічний опір $R_{МТТ}$ та середній коефіцієнт тепловіддачі в зоні нагріву $\alpha_{ЗН}$ розраховувалися як

$$Q_{від}=C_p\cdot G\cdot[t_{вих}(\tau)-t_{вх}(\tau)]; \quad (1)$$

$$R_{МТТ}=\frac{\Delta t}{Q_{від}}=\frac{\overline{t}_{ЗН}-\overline{t}_{ЗК}}{Q_{від}}; \quad (2)$$

$$\alpha_{ЗН}=\frac{Q_{від}}{\left(\overline{t}_{ЗН}-\overline{t}_{ЗТ}\right)F_{ЗН}}=\frac{q_{ЗН}}{\left(\overline{t}_{ЗН}-\overline{t}_{ЗТ}\right)}, \quad (3)$$

де C_p — питома теплоємність;

$F_{ЗН}$ — площа зони нагріву всередині труби;

$q_{ЗН}$ — густина теплового потоку в зоні нагріву;

$\overline{t}_{ЗН}$, $\overline{t}_{ЗК}$, $\overline{t}_{ЗТ}$ — значення середньої температури у відповідних зонах (остання практично відповідає температурі насичення в МТТ).

Експериментальні результати та їх обговорення

Загальний термічний опір МТТ можна представити як суму опорів на всіх ділянках передавання теплоти:

$$R_{МТТ}=R^{СТ}_{ЗН}+R_{ЗН}+R_{ПП}+R_{ЗК}+R^{СТ}_{ЗК}, \quad (4)$$

де $R^{СТ}_{ЗН}$, $R^{СТ}_{ЗК}$ — термічний опір стінки МТТ у відповідних зонах;

$R_{ЗН}$, $R_{ЗК}$ — термічний опір тепловіддачі у відповідних зонах;

$R_{ПП}$ — термічний опір у паровому просторі.

В роботі [15] було показано, що основний вклад у величину $R_{МТТ}$ вносять термічні опори $R_{ЗН}$ і $R_{ЗК}$, значення яких залежать від інтенсивності тепловіддачі у відповідних зонах. З підвищенням теплового потоку в зоні випаровування режими теплообміну переходять від конвективного режиму кипіння до бульбашкового, й надалі можуть заходити навіть у сферу перехідного кипіння, що відповідає граничним теплопередавальним характеристикам МТТ. Серед основних характеристик, від яких суттєво залежить $R_{МТТ}$, можна виділити такі: кут нахилу труби, діаметр парового простору, геометричні характеристики зон МТТ і тип теплоносія. На **рис. 3** для МТТ3 та МТТ4 (див. таблицю) наведено залежності, які демонструють вплив кута нахилу труби на $R_{МТТ}$. Тут видно, що істотно знижує теплопередачу труби протидія силам гравітації.

Як видно з рис. 3, для обох МТТ зі збільшенням теплового потоку термічний опір знижується до деякого мінімального значення, а потім починає зростати. У разі горизонтального розташування труби (φ = 0°), коли дія сил гравітації відсутня, теплопередавальна здатність МТТ визначатиметься капілярними силами, які зі свого боку залежать від конструкційних характеристик капілярної структури. Тиск $P_{кап}$, створюваний у капілярній структурі, залежить від сил поверх-

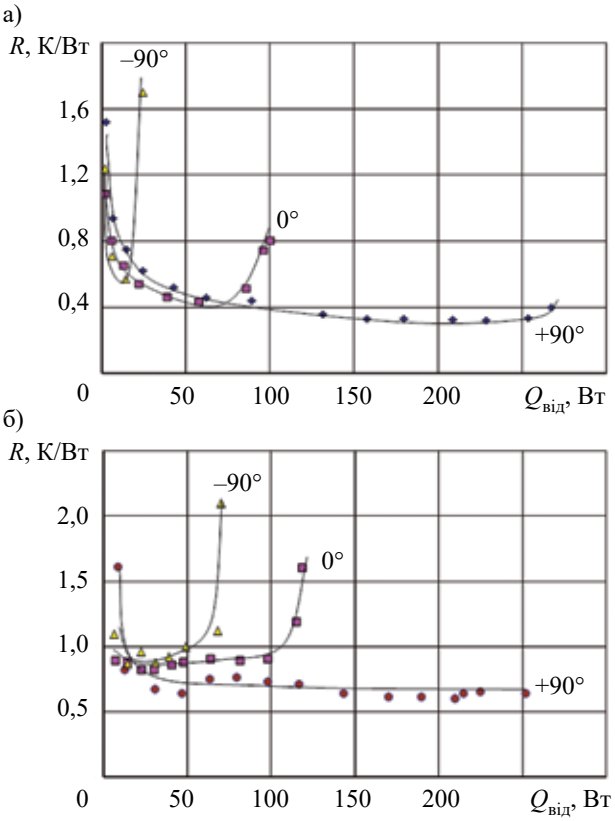

Рис. 3. Залежність термічного опору двох МТТ діаметром $d_{МТТ}=6$ мм, заправлених водою, від відведеного теплового потоку за різної їх орієнтації у просторі:
а — МТТ4 (П = 82%, $d_{пп}=4$ мм);
б — МТТ3 (П = 70%, $d_{пп}=3$ мм)

ISSN 2225-5818 (Print)
ISSN 2309-9992 (Online)

невого натягу σ і головних радіусів кривизни меніска пор r_1 та r_2:

$$P_{\text{кап}} = \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)\sigma \cdot \cos\Theta, \quad (5)$$

де Θ — крайовий кут змочування.

З відхиленням розташування МТТ від горизонтального починають діяти сили гравітації, які або допомагають руху теплоносія до зони випаровування, або протидіють цьому. Ці сили можна врахувати за допомогою виразу для гідростатичного напору [16]

$$\Delta P_p = \rho_p g L_{\text{еф}} \sin\varphi, \quad (6)$$

де ρ_p — густина рідини;

g — прискорення вільного падіння;

φ — кут нахилу МТТ;

$L_{\text{еф}}$ — ефективна довжина МТТ, $L_{\text{еф}} = l_\Sigma - (l_{\text{ЗН}} + l_{\text{ЗК}})/2$.

Як видно з виразів (5) та (6), теплопередавальні характеристики МТТ залежать від розмірів пор капілярної структури та ефективної довжини $L_{\text{еф}}$. При цьому вплив кута нахилу буде тим нижче, чим менше радіус пор і вище коефіцієнт поверхневого натягу обраного теплоносія, а також чим менша відстань між зонами випаровування та конденсації ($L_{\text{еф}}$). З рис. 3, *а* видно, що при розташуванні труби проти сил тяжіння (φ = –90°) мінімальний термічний опір дорівнює $R_{\min} \approx 0{,}5$ К/Вт, а відповідний цьому значенню максимальний тепловий потік — $Q_{\max} \approx 15$ Вт. Коли ж гравітаційні сили допомагають руху теплоносія в зону випаровування (φ = +90°), $R_{\min}$ знижується до 0,3 К/ Вт, а $Q_{\max}$ зростає до 250 Вт.

Порівняння наведених на рис. 3 даних для МТТ3 та МТТ4 вказує на те, що зменшення діаметра парового простору $d_{\text{пп}}$ призводить до збільшення термічного опору. Так, незалежно від положення у просторі, зменшення $d_{\text{пп}}$ з 4 до 3 мм призвело до зростання $R_{\text{МТТ}}$ приблизно у два рази. При цьому слід зазначити, що одночасно зі зменшенням $d_{\text{пп}}$ збільшилася удвічі (до 1 мм) товщина капілярної структури, а її пористість знизилася з 82 до 70%. Також зменшився діаметр пор капілярної структури: для П = 70% ефективний радіус пор капілярної структури дорівнює $35 \cdot 10^{-6}$ м, для П = 82% — $50 \cdot 10^{-6}$ м [16, с. 49, рис. 2.4], при цьому капілярний тиск для транспорту теплоносія із зони конденсації до зони нагріву збільшується приблизно в 1,5 раза. В результаті спостерігається значне зростання $Q_{\max}$, особливо при розташуванні МТТ проти сил тяжіння.

На **рис. 4** представлено зміну термічного опору залежно від теплового потоку для МТТ2 за її різної орієнтації у просторі. Тут видно, що характер залежностей такий самий, як і для МТТ більшого діаметра (див. рис. 3), але величини передаваних теплових потоків істотно нижчі. Це насамперед пов'язано зі зменшенням розмірів парового простору, що позначається на процесі виникнення парової фази в зоні нагріву, на її русі в зону конденсації та на самому процесі конденсації.

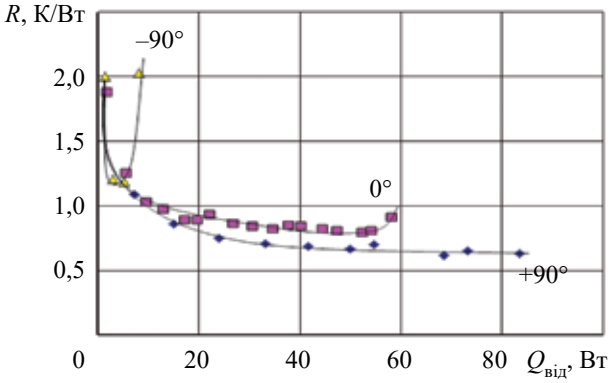

Рис. 4. Залежність термічного опору від теплового потоку для МТТ діаметром 4 мм (МТТ2: П = 82%, $d_{\text{пп}} = 2$ мм, вода)

Як і в описаному для МТТ4 випадку, для всіх досліджуваних зразків МТТ найбільші теплові потоки спостерігалися при їх вертикальному розташуванні, коли зона конденсації знаходилася над зоною нагріву (φ = +90°), тобто сили гравітації разом з капілярними силами допомагали поверненню теплоносія до ЗН. Мінімальними були теплові потоки, коли зверху знаходилася зона нагріву (φ = –90°), тобто сили гравітації протидіяли поверненню теплоносія до ЗН.

Вище зазначалося, що при горизонтальному розташуванні (φ = 0°) повернення теплоносія до зони нагріву здійснюється тільки завдяки капілярному напору, який залежить від пористості капілярної структури — чим менша пористість, тим вищі капілярні сили, а значить МТТ може передавати вищі теплові потоки. Однак за однакової товщини та пористості капілярної структури на значення $Q_{\max}$ та $R_{\min}$ істотно впливає діаметр парового простору в МТТ. У цьому випадку починають діяти сили гідравлічного опору при русі парової фази до зони конденсації. Чим більше швидкість руху пари, тим більшим стає вплив гідравлічного опору на загальний термічний опір, а теплопередавальна здатність МТТ погіршується. Так, на **рис. 5** показано, що зі зменшенням $d_{\text{пп}}$ величина $R_{\min}$ суттє-

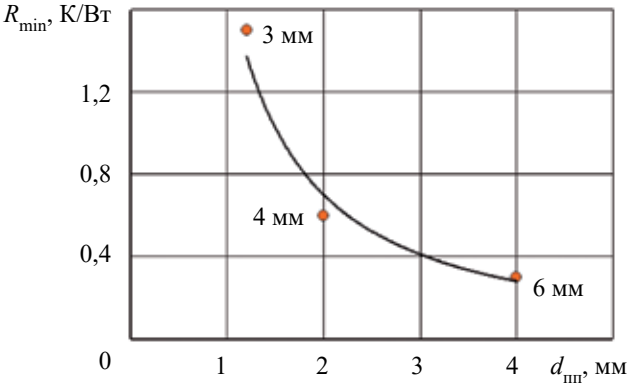

Рис. 5. Залежність термічного опору від діаметра парового простору при вертикальному розташуванні МТТ різного діаметра $d_{\text{мтт}}$ (φ = +90°, вода)

ISSN 2225-5818 (Print)
ISSN 2309-9992 (Online)

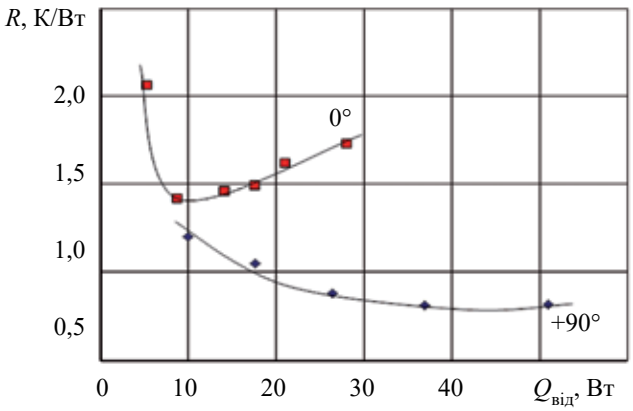

Рис. 6. Залежність термічного опору МТТ діаметром $d_{МТТ}$=6 мм, заправленої етанолом, від підведеного теплового потоку за різної її орієнтації у просторі (МТТ5: П=88%, $d_{пп}$=4 мм)

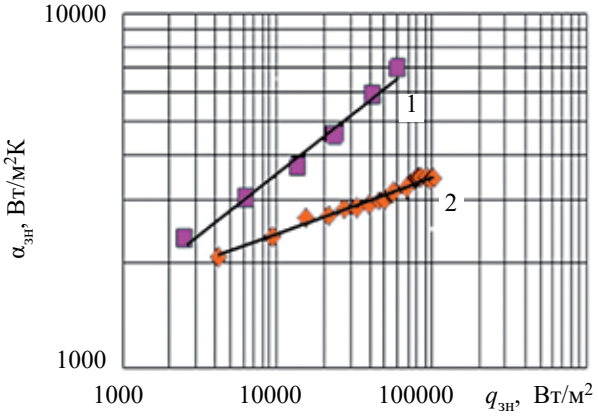

Рис. 7. Залежність коефіцієнта тепловіддачі в зоні нагріву від відведеного питомого теплового потоку для МТТ з $d_{пп}$=4 мм (*1*) та $d_{пп}$=2 мм (*2*) в умовах горизонтального розташування

во зростає. Узагальнення отриманих експериментальних даних для МТТ, розташованих вертикально при φ=+90°, дозволило отримати емпіричну залежність

$$R_{\min} = 1,75 d_{nn}^{-1,32}. \quad (7)$$

Ця формула справедлива для МТТ з діаметром парового простору 1–4 мм і капілярною структурою товщиною 0,5±0,1 мм пористістю 80–90% (теплоносій — вода).

Крім розмірів парового простору і пористості капілярної структури істотний вплив на термічний опір МТТ має і вид теплоносія. При цьому значну роль відіграють такі його теплофізичні властивості, як теплота пароутворення і коефіцієнт поверхневого натягу. На **рис. 6** представлено дані щодо термічного опору для МТТ, заправленої етанолом.

Якщо порівняти цей рисунок з даними для МТТ4 на рис. 3, *а*, то видно, що для вертикального розташування φ = +90° величина максимального відведеного теплового потоку у випадку використання етанолу значно нижча (не перевищує 50 Вт), ніж при використанні води (понад 250 Вт). При горизонтальному розташуванні МТТ5 мінімальний термічний опір збільшується до $R_{\min} \approx 1,5$ К/Вт, а відповідно, значення максимального теплового потоку при цьому зменшується до $Q_{\max} \approx 10$ Вт, що набагато гірше, ніж для МТТ4 (60 Вт).

Величина загального термічного опору МТТ значно залежить і від інтенсивності тепловіддачі в зоні нагрівання, на яку суттєво впливають умови евакуації парової фази із зони нагрівання. За фіксованої довжини зони випаровування зменшення габаритів парового простору призводить до підвищення перепаду тиску між зонами нагріву та конденсації і, відповідно, до збільшення коефіцієнта тертя у паровому тракті, а в результаті — до зміни інтенсивності тепловіддачі в зоні нагрівання МТТ.

На **рис. 7** показано, що зменшення діаметра парового простору призводить до зниження коефіцієнтів тепловіддачі α в зоні нагріву МТТ. Причому для $d_{пп}$=4 мм ($d_{МТТ}$=6 мм) $\alpha \sim q^{0,35}$, а для $d_{пп}$=2 мм ($d_{МТТ}$=4 мм) $\alpha \sim q^{0,2}$. Дані отримано для горизонтального розташування МТТ.

Якщо враховувати, що при кипінні у великому об'ємі коефіцієнт тепловіддачі α пропорціональний $q^{0,8}$, то в умовах обмеженого парового простору змінюється інтенсивність тепловіддачі у бік зниження, що значною мірою впливає на теплопередавальну здатність мініатюрних теплових труб.

Висновки

Таким чином, проведене дослідження показало, що при протіканні випаровувально-конденсаційних процесів в умовах обмеженого простору, що характерно для мініатюрних теплових труб, коефіцієнт тепловіддачі в зоні нагріву істотно знижується порівняно зі звичайними ТТ великого розміру.

Збільшення товщини капілярної структури та зменшення пористості знижують вплив сил гравітації на характеристики МТТ та збільшують максимальні теплові потоки.

Зменшення діаметра парового каналу призводить до зростання загального термічного опору МТТ, і для його зниження необхідно застосовувати капілярну структуру з параметрами, які б, з одного боку, збільшували капілярний тиск, а з іншого — забезпечували б вільну евакуацію парової фази до парового каналу.

Застосування легкокиплячих теплоносіїв призводить до зниження максимальних теплових потоків і збільшення мінімального термічного опору МТТ порівняно з водою.

Під час проєктування мініатюрних теплових труб для систем охолодження малогабаритних об'єктів необхідно враховувати велику кількість факторів, що впливають на теплопередавальну здатність МТТ.

ВИКОРИСТАНІ ДЖЕРЕЛА

1. Cotter T.P. Principles and prospects of micro heat pipes. *Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf.* Tsukuba, Japan. 1984. pp. 328–335.

ISSN 2225-5818 (Print)
ISSN 2309-9992 (Online)

2. Peterson G.P. Investigation of micro heat pipes fabricated as an integral part of silicon wafers. *8th International heat pipe conference*. Bejing, China, 1992, pp. 1 – 11.

3. Faghri A. Advances and challenges in micro/miniature heat pipes. *11th Int. Heat Pipe Conf. Musashinoshi*, 1999, Tokyo, Japan, vol. 3, pp. 1 – 18.

4. Mantelli M.B.H. *Thermosyphon and heat pipes: Theory and applications*. Switzerland, Springer, 2021, 420 p.

5. Chen H., Groll H., Rosler S. Micro heat pipes: experimental investigation and theoretical modelling. *8th Int. Heat Pipe Conf*. Bejing, China, 1992, pp. 1 – 5.

6. Reay D., Kew P., Mcglen R. *Heat pipes theory, design and applications*. USA, Elsevier Ltd, 2014, 251 p.

7. Wang W., Cai Y., Wang L. et al. Thermo-hydrodynamic analytical model, numerical solution and experimental validation of a radial heat pipe with internally finned condenser applied for building heat recovery units. *Energy Conversion and Management*, 2020, vol. 219, pp.113041. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113041

8. Kravets V., Alekseik Ye., Alekseik O. et al. Heat pipes with variable thermal conductance property developed for space applications. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2017, vol. 31, pp. 2613 – 2620. https://doi.org/10.1007/s12206-017-0503-8

9. Liu D., Tang G., Zhao Fu., Wang H. Modeling and experimental investigation of looped separate heat pipe as waste heat recovery facility. *Applied Thermal Engineering*, 2006, vol. 26, iss. 17 – 18, pp. 2433–2441. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.012

10. Velardo J., Singh R., Ahamed M. Sh. et al. Thin thermal management modules using flattened heat pipes and piezoelectric fans for electronic devices. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 2021, vol. 17 – 1, 11 p. https://doi.org/10.5098/hmt.17.1

11. Han X., Wang Y., Liang Q. Investigation of the thermal performance of a novel flat heat pipe sink with multiple heat sources. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2018, vol. 94, pp. 71 – 76. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.03.017

12. Koito, Y. Numerical analyses on vapor pressure drop in a centered-wick ultra-thin heat pipe. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 2019, vol. 13 – 26, 6 p. http://dx.doi.org/10.5098/hmt.13.26

13. Mochizuki M., Nguyen T. Review of various thin heat spreader vapor chamber designs, performance, lifetime reliability and application. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 2019, vol. 13 – 12, 6 p. http://dx.doi.org/10.5098/hmt.13.12

14. Li J., Lv L., Zhou G., Li X. Mechanism of a microscale flat plate heat pipe with extremely high nominal thermal conductivity for cooling high-end smartphone chips. *Energy Convers Manage*, 2019, vol. 201, 112202. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112202

15. Кравець В.Ю. *Процеси теплообміну у мініатюрних випарно-конденсаційних системах охолодження*. Харьків, ФОП Бровін О.В., 2018, 288 с.

16. Семена М.Г, Гершуни А.Н., Зарипов В.К. *Тепловые трубы с металловолокнистыми капиллярными структурами*. Київ, Вища школа, Головне вид-во, 1984, 215 с.

Дата надходження рукопису до редакції 21.11 2023 р.

DOI: 10.15222/TKEA2023.3-4.74
UDC 536.248.2

V. Yu. KRAVETS[1], S. M. KHAIRNASOV[1], M. D. ROMASHCHENKO[1], A. O. DANYLOVICH[2]

Ukraine, Kyiv, [1]National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"; [2]ISEE SSU

E-mail: kravetz_kpi@ukr.net

HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF MINIATURE HEAT PIPES FOR COOLING SYSTEMS FOR ELECTRONICS

Decrease in mass and dimensional characteristics of semiconductor devices with simultaneous increase in allocated power dissipation creates conditions of heat-loaded operation of the most critical elements of radio-electronic equipment. Such growth of heat flows requires effective small-size systems for maintaining safe temperature conditions of electronic equipment and its reliable functioning. The use of miniature heat pipes (MHP) commensurate in size with the microchip crystals can significantly reduce their temperature level of operation.

The paper presents the experimental results of investigation of thermal resistance and maximum heat fluxes of miniature heat pipes with diameters from 3 to 6 mm and lengths from 150 to 300 mm with metal-fiber capillary structure. The porosity of the capillary structure varied from 70% to 88%. Water and ethanol were used as coolants. The study was carried out at different orientations of MHPs in space: vertical by gravity forces, horizontal, and vertical against gravity forces (+90°, 0°, –90°).

It is shown that the heat transfer characteristics of the MHPs are affected by both geometric and mode factors. It is determined that the minimum thermal resistance and maximum heat flux significantly depend on the diameter of the vapor channel, porosity of the capillary structure and thermal physical properties of the heat transfer medium. The data on the heat transfer intensity in the heating zone depending on the size of the vapor channel are given. It is shown that decreasing the diameter of the vapor space of MHPs worsens their heat transfer characteristics.

Key words: miniature heat pipe, maximum heat flux, thermal resistance, capillary structure, boiling, heat carrier, space orientation.

REFERENCES

1. Cotter T.P. Principles and prospects of micro heat pipes. *Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf.* Tsukuba, Japan. 1984. pp. 328–335.

2. Peterson G.P. Investigation of micro heat pipes fabricated as an integral part of silicon wafers. *8th International heat pipe conference*. Bejing, China, 1992, pp. 1–11.

3. Faghri A. Advances and challenges in micro/miniature heat pipes. *11th Int. Heat Pipe Conf. Musashinoshi*, 1999, Tokyo, Japan, vol. 3, pp. 1–18.

4. Mantelli M.B.H. *Thermosyphon and heat pipes: Theory and applications*. Switzerland, Springer, 2021, 420 p.

5. Chen H., Groll H., Rosler S. Micro heat pipes: experimental investigation and theoretical modelling. *8th Int. Heat Pipe Conf. Bejing,* China, 1992, pp. 1–5.

6. Reay D., Kew P., Mcglen R. *Heat pipes theory, design and applications*. USA, Elsevier Ltd, 2014, 251 p.

7. Wang W., Cai Y., Wang L. et al. Thermo-hydrodynamic analytical model, numerical solution and experimental validation of a radial heat pipe with internally finned condenser applied for building heat recovery units. *Energy Conversion and Management*, 2020, vol. 219, pp.113041. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113041

8. Kravets V., Alekseik Ye., Alekseik O. et al. Heat pipes with variable thermal conductance property developed for space applications. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2017, vol. 31, pp. 2613–2620. https://doi.org/10.1007/s12206-017-0503-8

9. Liu D., Tang G., Zhao Fu., Wang H. Modeling and experimental investigation of looped separate heat pipe as waste heat recovery facility. *Applied Thermal Engineering*, 2006, vol. 26, iss. 17–18, pp. 2433–2441. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.012

10. Velardo J., Singh R., Ahamed M. Sh. et al. Thin thermal management modules using flattened heat pipes and piezoelectric fans for electronic devices. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 2021, vol. 17–1, 11 p. https://doi.org/10.5098/hmt.17.1

11. Han X., Wang Y., Liang Q. Investigation of the thermal performance of a novel flat heat pipe sink with multiple heat sources. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2018, vol. 94, pp. 71–76. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.03.017

12. Koito, Y. Numerical analyses on vapor pressure drop in a centered-wick ultra-thin heat pipe. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 2019, vol. 13–26, 6 p. http://dx.doi.org/10.5098/hmt.13.26

13. Mochizuki M., Nguyen T. Review of various thin heat spreader vapor chamber designs, performance, lifetime reliability and application. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 2019, vol. 13–12, 6 p. http://dx.doi.org/10.5098/hmt.13.12

14. Li J., Lv L., Zhou G., Li X. Mechanism of a microscale flat plate heat pipe with extremely high nominal thermal conductivity for cooling high-end smartphone chips. *Energy Convers Manage*, 2019, vol. 201, 112202. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112202

15. Kravets′ V.Yu. *Protsesy teploobminu u miniatyurnykh vyparno-kondensatsiynykh systemakh okholodzhennya* [Heat exchange processes in miniature evaporative-condensation cooling systems]. Kharkiv, FOP Brovin O.V., 2018, 288 p.

16. Semena M.G, Gershuni A.N., Zaripov V.K. *Teplovyye truby s metallovoloknistymi kapillyarnymi strukturami* [Heat pipes with metal fiber capillary structures]. Kyiv, Vishcha shkola, 1984, 215 p.

Опис статті для цитування:

Кравець В. Ю., Хайрнасов С. М., Ромащенко М. Д., Данилович А. О. Теплопередавальні характеристики мініатюрних теплових труб для систем охолодження електронної техніки. Технологія та конструювання в електронній апаратурі, 2023, № 3–4, с. 74–80. http://dx.doi.org/10.15222/TKEA2023.3-4.74

Cite the article as:

Kravets V. Yu., Khairnasov S. M., Romashchenko M. D., Danylovich A. O. Heat transfer characteristics of miniature heat pipes for cooling systems of electronic techniques. Technology and design in electronic equipment, 2023, no. 3–4, pp. 74–80. http://dx.doi.org/10.15222/TKEA2023.3-4.74

РЕЦЕНЗЕНТИ НОМЕРА

Бєлоха Галина Сергіївна, канд. техн. наук, доцент, КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ

Бондаренко Олександр Федорович, канд. техн. наук, доцент, КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ

Глушеченко Едуард Миколайович, канд. техн. наук, нач. відд., НПП "Сатурн", м. Київ

Горський Петро Володимирович, докт. фіз.-матем. наук, ст. наук. співроб., Інститут термоелектрики НАН та МОН України, м. Чернівці

Коваль Вікторія Михайлівна, канд. техн. наук, доцент, КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ

Косой Борис Володимирович, докт. техн. наук, директор, Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики, м. Одеса

Круковський Семен Іванович, докт. техн. наук, керівник відділу, НВП «Карат», м. Львів

Трофімов Володимир Євгенович, канд. техн. наук, доцент, Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса

Сафронов Павло Сергійович, канд. техн. наук, доцент, КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ

Стевич Зоран, Dr. Sc., Белградський університет (University of Belgrade), Сербія

Шабашкевич Борис Григорович, директор, НВФ "ТЕНЗОР", м. Чернівці

ISSN 2225-5818 (Print)
ISSN 2309-9992 (Online)