

Д. м. н. В. Ю. КРАВЕЦЬ<sup>1</sup>, Г. С. ШЕПЕЛЬ<sup>1</sup>, PhD Д. І. ГУРОВ<sup>1</sup>, А. О. ДАНИЛОВИЧ<sup>2</sup>

Україна, м. Київ, <sup>1</sup>КПІ ім. Ігоря Сікорського; <sup>2</sup>ІСТЕ СБУ

E-mail: kravetz\_kpi@ukr.net

## ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ФАКТОРІВ НА ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВОФАЗНИХ ТЕРМОСИФОНІВ

*Наведено експериментально отримані теплопередавальні характеристики двофазних термосифонів різної довжини, заправлених водою. Дослідження проводилося при вертикальній орієнтації у просторі. Довжина зони конденсації не змінювалася. Показано вплив коефіцієнта заповнення та ефективної довжини термосифонів на мінімальний термічний опір, максимальний тепловий потік, еквівалентну теплопровідність та інтенсивність тепловіддачі в зоні нагрівання.*

*Ключові слова: термосифон, ефективна довжина, термічний опір, тепловий потік, еквівалентна теплопровідність, орієнтація у просторі.*

Багаторічне використання пасивного способу транспортування тепла за допомогою двофазних пристроїв, таких як теплові труби (ТТ) та закриті двофазні термосифони (ЗДТ), довело його ефективність і призвело до величезної популярності.

Закриті двофазні термосифони є різновидом теплових труб, в яких відсутня капілярна структура [1]. Вони знайшли широке застосування у багатьох галузях техніки, наприклад у хімічній і нафтовій промисловості, електроніці, телекомунікаційних пристроях, системах зберігання енергії, нагрівальних системах, які видобувають тепло з ґрунту, тощо.

Особливістю роботи ЗДТ є те, що повернення сконденсованого теплоносія із зони конденсації (ЗК) до зони нагрівання (ЗН) здійснюється за допомогою сил тяжіння, тому передача теплоти в них може відбуватися тільки в умовах дії гравітації [2]. Такого виду термосифони можна використовувати в набагато ширших теплових і температурних діапазонах, ніж ТТ з капілярною структурою, оскільки вони мають низьке значення опору руху як парорідинної суміші від ЗН до ЗК, так і конденсату у зворотному напрямку. Проте ЗДТ, як і теплові труби, мають обмеження за величиною максимального теплового потоку, яка пов'язана з низкою таких визначних факторів, як теплофізичні властивості теплоносія (в'язкість, теплота пароутворення, теплоємність, густина, коефіцієнт поверхневого натягу рідини) і геометричні характеристики термосифонів (внутрішній діаметр, довжина зон нагріву та конденсації, кількість теплоносія) [3–5].

У [6] при використанні геотермальної теплоти було показано, що температура ґрунту відіграє вирішальну роль у впливі на теплові характеристики термосифона. При цьому збільшення довжини його

зони нагріву від 150 до 250 метрів призводить до збільшення вихідної теплової потужності приблизно на 45%. Таке використання термосифонів для виробництва екологічно чистої енергії зменшує вплив наслідків зміни клімату.

Двофазні закриті термосифони широко використовуються і в регіонах вічної мерзлоти завдяки їхньому гарному охолоджувальному ефекту [7]. Застосування заправленого аміаком сталевого термосифона показало, що зміна кута нахилу суттєво впливає на процес теплопередачі та розподіл температури всередині ЗДТ. При цьому найкращі теплопередавальні характеристики спостерігалися при куті нахилу 10°.

Одним з критеріїв ефективної роботи термосифонів є низький термічний опір  $R$  при максимальній потужності, що передається  $Q_{\max}$ . Величина термічного опору залежить від інтенсивності тепловіддачі в зонах нагріву і конденсації. У роботі [8] було проведено дослідження термічного опору мідного двофазного термосифона довжиною 0,2 м з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 6 \cdot 10^{-3}$  м. Випробування проводилися при зміні коефіцієнта заповнення  $K_3$  від 30 до 100%, як теплоносієм використовувалася дистильована вода та фторорганічні діелектричні рідини (FC-84, FC-77, FC-3283). У роботі вказується, що при малому тепловому потоку діелектричні рідини мають нижчий термічний опір порівняно з водою, а при збільшенні теплового потоку — навпаки. Також було показано, що величини  $R$  в зоні випаровування і конденсації практично однакові. Однак в [9] зазначається, що основний внесок в сумарний термічний опір вносить зона нагріву, де відбувається процес бульбашкового кипіння, а також впливає кількість заповненого теплоносія та довжина зон теплообміну.

Так, в [10] проводилися дослідження впливу довжини зони нагріву (випаровування) і величини заправки теплоносієм на теплопередавальні характеристики термосифона довжиною 980 мм і внутрішнім діаметром 32 мм. Було показано, що істотний вплив має ступінь заповнення. Однак порівняння коефіцієнтів тепловіддачі в зоні випаровування з отриманими за відомою формулою Іттига [11] показало значне розходження. Причому однозначності щодо впливу ступеня заповнення на інтенсивність тепловіддачі виявлено не було. Але очевидно, що на неї також впливають і внутрішній діаметр парового простору термосифона, і його довжина. Хоча процес бульбашкового кипіння в зоні випаровування відбувається при високих значеннях коефіцієнта тепловіддачі, зміна  $d_{\text{вн}}$  призводить до зміни умов виникнення парових бульбашок. При цьому, якщо враховувати періодичні викиди теплоносія до зони конденсації [12], коефіцієнт тепловіддачі буде змінюватися також і в часі, що своєю чергою впливатиме на значення сумарного термічного опору.

Зауважимо, що більшість опублікованих досліджень присвячено визначенню термічного опору і максимального теплового потоку для конкретних конструкцій двофазних термосифонів, і вкрай мало публікацій — вивченню впливу конструктивних особливостей (довжини зон нагріву і конденсації, а також ефективної довжини термосифонів) на їхні теплопередавальні характеристики.

Метою цієї роботи було дослідження особливостей процесу теплообміну у випарно-конденсаційних апаратах (термосифонах) при зміні геометричних параметрів. Для досягнення поставленої мети проводилося вивчення впливу ефективної довжини та коефіцієнта заповнення термосифонів на їхні теплопередавальні характеристики.

**Об’єкт досліджень**

Об’єктом дослідження були три мідні термосифони різної довжини, заповнені однаковою кількістю теплоносія — дистильованою водою. Кількість рідини була однаковою для всіх термосифонів. Вона контролювалася ваговим методом і визначалася коефіцієнтом заповнення  $K_3$ , що являє собою відношення об’єму рідини  $V_p$  до внутрішнього об’єму зони на-

*Характеристики досліджуваних термосифонів*

Внутрішній діаметр, $d_{\text{вн}}$ , мм	9,0
Загальна довжина, $l_{\Sigma}$ , мм	500; 700; 1000
Довжина зони нагріву, $l_{\text{ЗН}}$ , мм	50; 100; 150; 200
Довжина зони конденсації, $l_{\text{ЗК}}$ , мм	200
$d_{\text{ЗН}}/l_{\text{ЗН}}$	0,18; 0,09; 0,06; 0,045
Коефіцієнт заповнення, $K_3$	1,2; 0,6; 0,4; 0,3

гріву  $V_{\text{ЗН}}$  термосифона ( $K_3 = V_p/V_{\text{ЗН}}$ ), а при однаковому внутрішньому діаметрі  $d_{\text{вн}}$  розраховується як відношення висоти заповнення теплоносієм  $L_p$  до довжини зони нагріву  $L_{\text{ЗН}}$ :  $K_3 = L_p/L_{\text{ЗН}}$ . Величина  $K_3$  змінювалася варіацією довжини зони нагріву при однаковій  $L_p$ , яка дорівнювала 60 мм.

Характеристики експериментальних зразків досліджуваних мініатюрних термосифонів, наведено у таблиці.

**Експериментальна установка**

Теплопередавальні характеристики термосифонів досліджували на експериментальній установці, схему якої представлено на рис. 1. Орієнтація термосифона в просторі — вертикальна. Тепло до зони нагріву підводили за допомогою електричного нагрівача 2, який намотувався на корпус термосифона по верх термостійкої діелектричної плівки товщиною  $0,1 \cdot 10^{-3}$  м. Для зменшення втрат теплоти в навколишнє середовище термосифон теплоізолювали базальтовим волокном.

Теплота від зони конденсації відводилася проточною водою через конденсатор типу “труба в трубі” 3, витрата контролювалася за показаннями ротаметра 8. Температура в основних зонах термосифонів визначалася за допомогою мідь-константанових термопар 11 (діаметр електродів  $0,16 \cdot 10^{-3}$  м). Гарячі спай термопар припаювалися до корпусу термосифона 1. Сигнал від термопар через аналого-цифровий перетворювач 9 передавався на персональний комп’ютер 10.

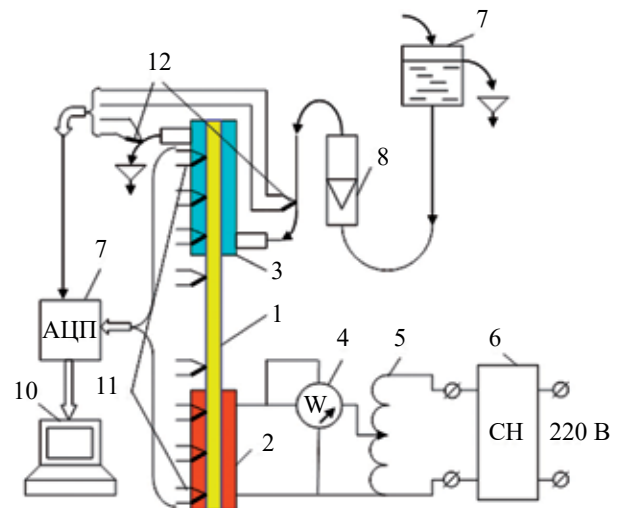


Рис. 1. Схема експериментальної установки з дослідження теплопередавальних характеристик термосифонів:

1 — двофазний закритий термосифон; 2 — омичний нагрівач зони випаровування; 3 — конденсатор типу “труба в трубі”; 4 — ватметр; 5 — лабораторний автотрансформатор; 6 — стабілізатор напруги; 7 — напірний бак; 8 — ротаметр РМ 025Ж; 9 — аналогово-цифровий перетворювач; 10 — персональний комп’ютер; 11 — мідь-константанові термопари (8 шт.); 12 — мідь-константанові термопари для контролю температури охолоджувальної води (по одній на вході та виході конденсатора)

Абсолютна похибка вимірювання термопар не перевищувала 0,1°C. Підвод теплоти до зони нагріву термосифона контролювався за допомогою лабораторного автотрансформатора 5 за показаннями ватметра 4.

**Методика проведення експерименту**

Дослідження проводилися при ступінчастому підводі теплоти. Експеримент закінчувався тоді, коли температура в зоні нагріву починала некеровано різко підвищуватися (через виникнення плівкового режиму кипіння). Перехід на наступний крок виконувався після встановлення сталого режиму, коли температури всіх зон теплообміну вже не змінювалися з часом.

Термічний опір термосифонів визначався як відношення різниці між зовнішніми середніми температурами зон нагріву  $\bar{t}_{3Н}$  і конденсації  $\bar{t}_{3К}$  до теплового потоку, що передається пристроєм  $Q_{від}$ :

$$R = \frac{\bar{t}_{3Н} - \bar{t}_{3К}}{Q_{від}} \quad (1)$$

Тепловий потік, що відводився від термосифона, розраховувався як

$$Q_{від} = GC_p (t_{вих} - t_{вх}), \quad (2)$$

де  $G$  — витрата води, що охолоджувала зону конденсації;

$C_p$  — питома теплоємність;

$t_{вх}, t_{вих}$  — температура води до та після входу в конденсатор.

Відносну похибку визначення теплового потоку  $\delta Q_{від}$ , який відводиться від зони конденсації за допомогою охолоджувальної рідини, та термічного опору  $\delta R$  розраховували за залежностями

$$\delta Q_{від} = \sqrt{\delta \Delta t^2 + \delta G^2 + \delta C_p^2} \cdot 100; \quad (3)$$

$$\delta R = \sqrt{\delta \Delta t^2 + \delta Q_{від}^2} \cdot 100. \quad (4)$$

Похибка визначення  $Q_{від}$  не перевищувала 5%, а термічного опору  $R$  — 7%.

Розрахунок еквівалентного коефіцієнта теплопровідності термосифонів проводився за формулою

$$\lambda_{екв} = \frac{Q_{від} l_{эф}}{F_{ТС} (\bar{t}_{3Н} - \bar{t}_{3К})}, \quad (5)$$

де  $F_{ТС}$  — зовнішня площа перерізу термосифону;

$l_{эф}$  — відстань між серединами зон нагріву і конденсації.

**Результати дослідження**

Зміна довжини термосифона при збереженні довжини зон нагріву ( $l_{3Н}$ ) і конденсації ( $l_{3К}$ ) й однакової кількості теплоносія впливає на їхню теплопередавальну здатність. При цьому основним фактором, від якого це залежить, є ефективна довжина термосифона  $l_{эф}$  (рис. 2).

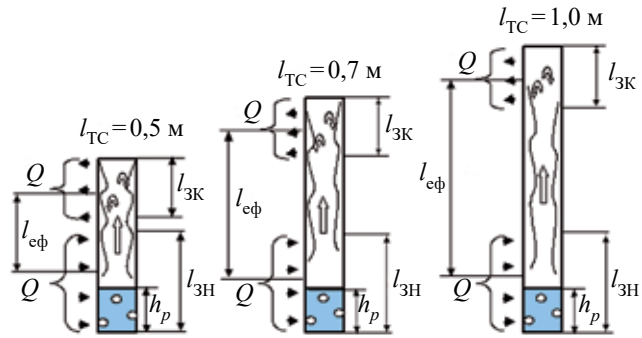


Рис. 2. Схема передачі теплоти в термосифонах різної довжини  $l_{ТС}$  при однаковій довжині зон нагріву та конденсації ( $K_3=0,3$ )

Збільшення  $l_{эф}$ , що відповідає також зростанню адіабатної зони термосифона, впливає на гідродинамічну картину передачі теплоти від зони нагріву до зони конденсації. При цьому втрата тиску в паровому каналі підвищується.

Швидкість руху пару в термосифоні змінюється залежно від теплового потоку і, відповідно, внутрішнього тиску. Без урахування захвату деякої частини рідини та товщини плівки конденсату швидкість пару в зоні транспорту можна розрахувати як

$$W_{п} = \frac{Q_{від}}{r \rho'' F_{пп}}, \quad (6)$$

де  $r$  — теплота пароутворення;

$\rho''$  — густина пару;

$F_{пп}$  — площа поперечного перерізу внутрішньої частини термосифона.

Розрахунок швидкості руху парорідинної суміші у зоні транспорту показав, що при збільшенні  $l_{эф}$  швидкість трохи підвищується (рис. 3).

Розрахунок числа Рейнольдса під час руху парорідинної суміші показав, що воно не переви-

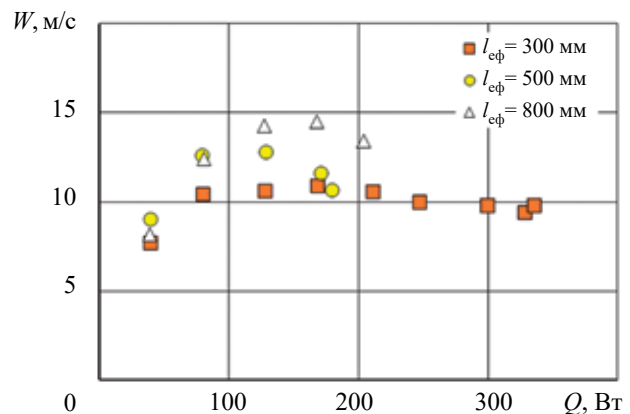


Рис. 3. Залежність швидкості руху парорідинної суміші  $W$  в зоні транспорту від теплового потоку для термосифонів з різною ефективною довжиною ( $K_3=0,3$ )

щувало 2000 для всіх досліджуваних термосифонів. Тобто можна вважати, що характер течії пару в зоні транспорту є ламінарним, а коефіцієнт тертя визначити як

$$\zeta'' = \frac{64}{Re} \quad (7)$$

Залежно від теплового потоку, що відводиться термосифоном, коефіцієнт тертя змінюється від 0,03 до 0,3, причому малим значенням  $Q_{\text{від}}$  відповідають максимальні коефіцієнти тертя. При максимальних теплових потоках для  $l_{\text{еф}}=300$  мм коефіцієнт тертя склав 0,03, при  $l_{\text{еф}}=500$  мм він збільшувався до 0,06, а при  $l_{\text{еф}}=800$  мм дорівнював 0,07. Однак розрахунок втрати тиску  $\Delta P''$  в зоні транспорту за залежністю [13]

$$\Delta P'' = \frac{\zeta'' l_{\text{еф}} Q_{\text{від}}^2}{2d_{\text{вн}} r^2 F_{\text{м}}^2 \rho''} \quad (8)$$

показав значно більший вплив на неї ефективної довжини, ніж характер течії парорідинної суміші. Так, при  $Q_{\text{від}} = 150$  Вт збільшення  $l_{\text{еф}}$  з 300 до 800 мм призводить до зростання швидкості приблизно у 1,5 раза, тоді як втрати тиску в зоні транспорту зростають приблизно у 5 разів (рис. 4). Такі втрати тиску впливають на максимальний тепловий потік, який суттєво зменшується при зростанні  $l_{\text{еф}}$ , а ось термічний опір знаходиться приблизно на одному рівні (рис. 5).

Свій внесок у величину термічного опору робить і коефіцієнт заповнення. Його зміна відповідає різним значенням довжини зони нагріву за однакової кількості теплоносія. Зменшення довжини зони нагріву  $l_{\text{ЗН}}$  (збільшення  $K_3$ ) призводить до зростання термічного опору у всьому діапазоні досліджених теплових потоків (рис. 6).

З рис. 6 видно, що при збільшенні теплового потоку спостерігається монотонне зниження термічного опору, але його величина залежить від довжи-

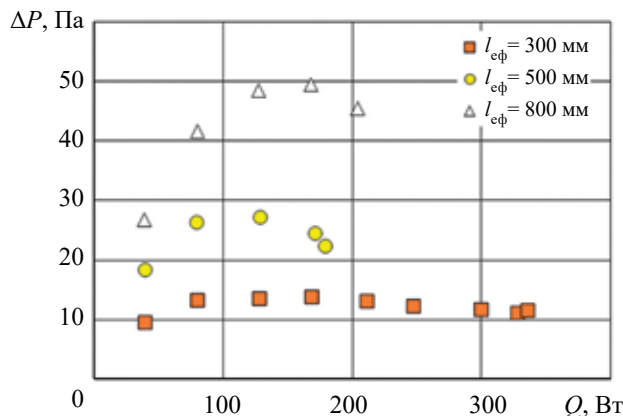


Рис. 4. Залежність втрати тиску в зоні транспорту термосифонів з різною ефективною довжиною  $l_{\text{еф}}$  від теплового потоку ( $K_3=0,3$ )

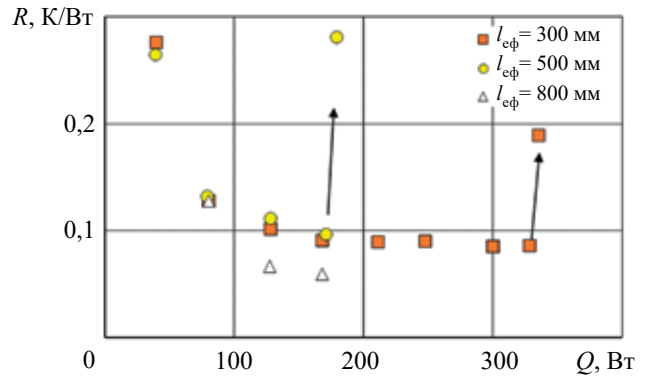


Рис. 5. Залежність термічного опору термосифонів з різною ефективною довжиною  $l_{\text{еф}}$  від теплового потоку ( $K_3=0,3$ )

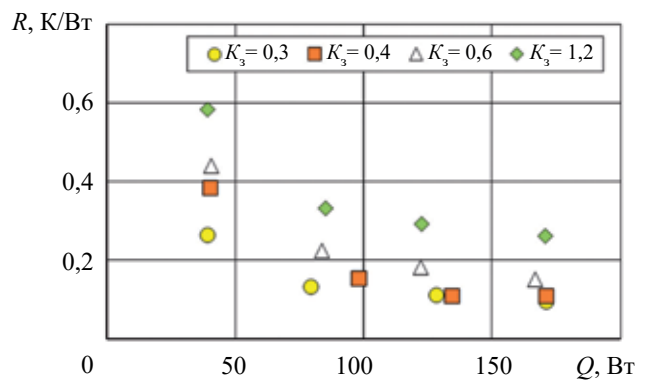


Рис. 6. Залежність термічного опору термосифона довжиною 700 мм ( $l_{\text{еф}}=500$  мм) від теплового потоку при різних значеннях коефіцієнта заповнення  $K_3$

ни зони нагріву і, відповідно, від коефіцієнта заповнення. При  $K_3=1,2$  ( $l_{\text{ЗН}}=50$  мм) теплоносієм повністю розташовується у зоні нагріву. При  $K_3=0,3$  ( $l_{\text{ЗН}}=200$  мм) тільки 30% зони нагріву зайнято теплоносієм, а 70% поверхні вкрито плівкою конденсату, що повертається із зони конденсації. Інтенсивність тепловіддачі цієї поверхні значно вища ніж поверхні, повністю заповненої рідиною, тому відведена теплота в цьому випадку підвищується, а термічний опір зменшується.

Коефіцієнт еквівалентної теплопровідності  $\lambda_{\text{екв}}$ , розрахований за формулою (5), також залежить від  $K_3$ . Як видно з рис. 7, для окремого термосифона при зміні  $K_3$  максимальні значення  $\lambda_{\text{екв}}$  спостерігаються при  $K_3=0,3$ . При збільшенні  $l_{\text{еф}}$  еквівалентна теплопровідність зменшується, в цьому випадку основним фактором впливу є коефіцієнт заповнення  $K_3$ .

Зворотна картина спостерігається при фіксованому  $K_3$  і різній довжині термосифонів  $l_{\text{ТС}}$ . При збільшенні  $l_{\text{ТС}}$ , коли, відповідно, підвищується й ефективна довжина  $l_{\text{еф}}$ , еквівалентна теплопровідність також зростає. Вплив довжини термосифона на неї можна побачити на рис. 8. Тут видно, що при збільшенні довжини термосифона удвічі (від 0,5 до 1,0 м) величина  $\lambda_{\text{екв}}$  зростає приблизно у п'ять разів. При цьому, од-

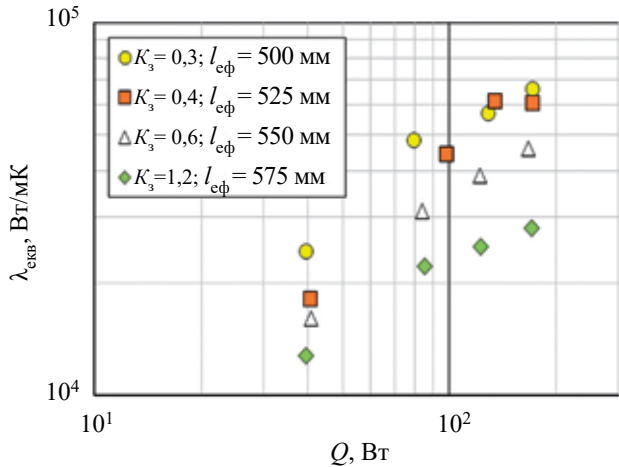


Рис. 7. Залежність еквівалентної теплопровідності  $\lambda_{\text{екв}}$  термосифона довжиною 700 мм від теплового потоку при різних коефіцієнтах заповнення  $K_3$

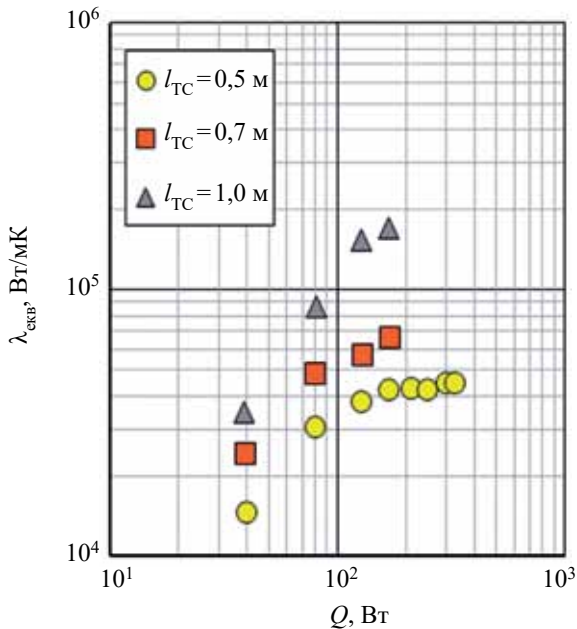


Рис. 8. Залежність еквівалентної теплопровідності  $\lambda_{\text{екв}}$  термосифонів різної довжини  $l_{\text{ТС}}$  від теплового потоку ( $K_3=0,3$ )

нак, для термосифонів більшої довжини суттєво зменшується величина максимального теплового потоку.

### Висновки

Таким чином, проведене дослідження показало вплив різних факторів на теплопередавальні властивості термосифонів. Так, зі збільшенням довжини зони транспорту й, відповідно, ефективної довжини  $l_{\text{эф}}$  суттєво зростають втрати тиску, еквівалентна теплопровідність, максимальні теплові потоки зменшу-

ються. При цьому термічний опір майже не залежить від  $l_{\text{эф}}$ , а ось підвищення коефіцієнта заповнення призводить до його зростання і до зменшення коефіцієнта еквівалентної теплопровідності.

Визначені особливості процесу теплообміну у термосифонах при зміні геометричних параметрів можуть стати у пригоді при пошуку їхньої оптимальної конструкції.

### ВИКОРИСТАНІ ДЖЕРЕЛА

1. Reay D., Kew P., Mcglen R. *Heat pipes theory, design and applications*. USA, Published by Elsevier LTD, 2014, 251 p.
2. Faghri A. *Heat pipe science and technology*. Philadelphia, PA: Taylor & Francis, 1995, 849 p.
3. Franco A., Filippeschi S. Closed loop two-phase thermosiphon of small dimensions: a review of the experimental results. *Microgravity Sci. Technol.*, 2012, vol. 24, pp. 65–79.
4. Di Marco P., Filippeschi S., Franco A., Jafari D. Theoretical analysis of screened heat pipes for medium and high temperature solar applications. *Journal of Physics: Conference Series*, 2014, 547:012010. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/547/1/012010>
5. Peterson G. P. *An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing and Applications*, John Wiley & Sons, New York, NY, September 1994, 356 p.
6. Zolfagharroshan M., Zueter A. F., Tareen M. S.K. et al. Two-phase closed thermosiphons (TPCT) for geothermal energy extraction: A computationally efficient framework. *Applied Thermal Engineering*, 2024, vol. 248, part B, art. 123205. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123205>
7. Wang Yi., Wang Xi, Wang Ju. Heat transfer performance of a two-phase closed thermosiphon with different inclination angles based on the core-tube monitoring. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023, vol. 42, art. 102738. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.102738>
8. Jouhara H., Robinson A. J. Experimental investigation of small diameter two-phase closed thermosiphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283. *Applied Thermal Engineering*, 2010, vol. 30(2–3), pp. 201–211. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.08.007>
9. Безродный М. К., Пиоро И. Л., Костюк Т. О. *Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика*. Киев, Факт, 2005, 704 с.
10. Kannan M., Senthil R., Baskaran R., Deepanraj B. An experimental study on heat transport capability of a two phase thermosiphon charged with different working fluids. *American Journal of Applied Sciences*, 2014, vol. 11, no. 4, pp. 584–591. <https://doi.org/10.3844/ajassp.2014.584.591>
11. Imura H., Sasaguchi K., Kozai H. Critical heat flux in a closed two phase thermosiphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1983, vol. 26, iss. 8, pp. 1181–1188.
12. Кравец В. Ю., Письменный Е. Н., Коньшин В. И. Пульсационные явления в закрытых двухфазных термосифонах. *Збірник наук. праць СНУАЕ та П*, 2009, вип. 4(32), с. 39–46.
13. Кравец В.Ю. *Процеси теплообміну у мініатюрних випарно-конденсаційних системах охолодження*. Харків, ФОП Бровін О.В., 2018, 288 с.

Дата надходження рукопису  
до редакції 20.05 2024 р.

INFLUENCE OF GEOMETRIC FACTORS ON THE HEAT TRANSFER  
CHARACTERISTICS OF TWO-PHASE THERMOSYPHONS

*Thermosyphons are two-phase closed heat exchange systems that contain a certain amount of liquid and utilize the latent heat of vaporization and condensation to transfer heat between the heat source and the heat sink without any external devices. They are a type of heat pipe that lacks a capillary structure, so the return of the condensed coolant from the condensation zone to the heating zone is driven by gravitational forces. Due to the absence of a capillary structure, thermosyphons exhibit lower resistance to the movement of the vapor-liquid mixture from the heating zone to the condensation zone, as well as to the return flow of the condensate.*

*A distinctive feature of such systems is their high equivalent thermal conductivity, which is several orders of magnitude greater than that of natural metals (such as copper or silver). Because of their superior heat transfer characteristics, thermosyphons are widely used in various technical fields, including the chemical and petroleum industries, electronics, telecommunications devices, energy storage systems, and geothermal heating systems, among others.*

*This paper presents experimental data on the heat transfer characteristics of two-phase thermosyphons with an internal diameter of 9 mm and lengths of 500, 700, and 1000 mm, using water as the coolant. The filling ratio ( $Fr$ ) varied from 0.3 to 1.2. The length of the condensation zone was the same for all thermosyphons. The study was conducted with the thermosyphons oriented vertically at an angle of  $90^\circ$  relative to the horizontal. The influence of the filling ratio and the effective length of the thermosyphons on the minimum thermal resistance, the maximum heat flux, and the equivalent thermal conductivity is analyzed.*

*Keywords: thermosyphon, effective length, thermal resistance, heat flux, equivalent thermal conductivity, spatial orientation.*

## REFERENCES

1. Reay D., Kew P., Mcglen R. *Heat pipes theory, design and applications*. USA, Published by Elsevier LTD, 2014, 251 p.
2. Faghri A. *Heat pipe science and technology*. Philadelphia, PA: Taylor & Francis, 1995, 849 p.
3. Franco A., Filippeschi S. Closed loop two-phase thermosyphon of small dimensions: a review of the experimental results. *Microgravity Sci. Technol.*, 2012, vol. 24, pp. 65–79.
4. Di Marco P., Filippeschi S., Franco A., Jafari D. Theoretical analysis of screened heat pipes for medium and high temperature solar applications. *Journal of Physics: Conference Series*, 2014, 547:012010. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/547/1/012010>
5. Peterson G. P. *An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing and Applications*, John Wiley & Sons, New York, NY, September 1994, 356 p.
6. Zolfagharroshan M., Zueter A. F., Tareen M. S.K. et al. Two-phase closed thermosyphons (TPCT) for geothermal energy extraction: A computationally efficient framework. *Applied Thermal Engineering*, 2024, vol. 248, part B, art. 123205. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123205>
7. Wang Yi., Wang Xi, Wang Ju. Heat transfer performance of a two-phase closed thermosiphon with different inclination angles based on the core-tube monitoring. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023, vol. 42, art. 102738. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.102738>
8. Jouhara H., Robinson A. J. Experimental investigation of small diameter two-phase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283. *Applied Thermal Engineering*, 2010, vol. 30(2–3), pp. 201–211. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.08.007>
9. Bezrodnyy M. K., Piore I. L., Kostyuk T. O. *Protsessy perenosy v dvukhfaznykh termosifonnykh sistemakh. Teoriya i praktika* [Transfer processes in two-phase thermosiphon systems. Theory and practice]. Kyiv, Fakt, 2005, 704 p. (Rus)
10. Kannan M., Senthil R., Baskaran R., Deepanraj B. An experimental study on heat transport capability of a two phase thermosyphon charged with different working fluids. *American Journal of Applied Sciences*, 2014, vol. 11, no. 4, pp. 584–591. <https://doi.org/10.3844/ajassp.2014.584.591>
11. Imura H., Sasaguchi K., Kozai H. Critical heat flux in a closed two phase thermosyphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1983, vol. 26, iss. 8, pp. 1181–1188.
12. Kravets V. Yu., Pysmennyi E. N., Konshin V. I. [Pulsation phenomena in closed two-phase thermosyphons], *Zbirnyk nauk. prats' SNUYAE ta P*, 2009, iss. 4(32), pp. 39–46. (Rus)
13. Kravets V. Yu. *Protsesy teploobminu u miniaturnykh vyparno-kondensatsiynykh sistemakh okholodzhennya* [Heat exchange processes in miniature evaporative-condensation cooling systems]. Kharkiv, FOP Brovin O.V., 2018, 288 p. (Ukr).

## Опис статті для цитування:

Кравець В. Ю., Шепель Г. С., Гуров Д. І., Данилович А. О. Вплив геометричних факторів на теплопередавальні характеристики двофазних термосифонів. *Технологія та конструювання в електронній апаратурі*, 2024, № 1–2, с. 43–48. <http://dx.doi.org/10.15222/TKEA2024.1-2.43>

## Cite the article as:

Kravets V. Yu., Shepel A. S., Hurov D. I., Danylovich A. O. Influence of geometric factors on the heat transfer characteristics of two-phase thermosyphons. *Technology and design in electronic equipment*, 2024, no. 1–2, pp. 43–48. <http://dx.doi.org/10.15222/TKEA2024.1-2.43>