

УДК 536.24

DOI 10.62595/1819-5245-2025-3-98-106

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ОСНОВНЫХ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ПРОЦЕССА ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИХ СИСТЕМАХ

А. В. ШАПОВАЛОВ, Н. М. КИДУН, Т. Н. НИКУЛИНА

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Рассмотрены способы интенсификации теплообмена в двухфазных термосифонах. Разработана и запатентована конструкция пародинамического термосифона с организованной циркуляцией теплоносителя. Создана экспериментальная установка для исследования эффективности работы замкнутых двухфазных теплопередающих устройств. Приведены результаты экспериментальных исследований процесса теплообмена.

Ключевые слова: термосифон, интенсификация теплообмена, тепломассообмен, рекуперация.

Для цитирования. Шаповалов, А. В. Результаты экспериментальных исследований процесса теплообмена в замкнутых двухфазных теплопередающих системах / А. В. Шаповалов, Н. М. Кидун, Т. Н. Никулина // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2025. – № 3 (102). – С. 98–106. – DOI 10.62595/1819-5245-2025-3-98-106

ANALYSIS OF THE RESULTS OF EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE MAIN REGULARITIES OF THE HEAT TRANSFER PROCESS IN CLOSED TWO-PHASE HEAT TRANSFER SYSTEMS

A. V. SHAPOVALOV, N. M. KIDUN, T. N. NIKULINA

*Sukhoi State Technical University of Gomel,
the Republic of Belarus*

The ways of intensification of heat exchange by modification of a two-phase thermosiphon are considered. The design of a vapor-dynamic thermosiphon with organized circulation of a coolant is developed and patented. The experimental installation for research of efficiency of operation of closed two-phase heat transfer devices is created. The results of experimental studies and the basic regularities of heat transfer processes are given.

Keywords: thermosiphon, heat exchange intensification, heat and mass transfer, and recuperation.

For citation. Shapovalov A. V., Kidun N. M., Nikulina T. N. Results of experimental studies of the heat exchange process in closed two-phase heat transfer systems. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P. O. Sukhogo*, 2025, no. 3 (102), pp. 98–106 (in Russian). DOI 10.62595/1819-5245-2025-3-98-106

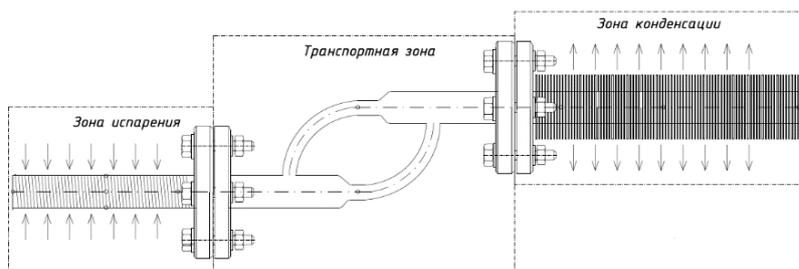
Введение

В условиях обеспечения энергобезопасности ключевое значение приобретают технологии, способные повысить эффективность и надежность энергетических систем. Термосифонные системы, функционирующие на принципах пассивного теплообмена, представляют собой перспективное решение для задач отвода больших тепловых потоков, утилизации низкопотенциальной теплоты и обеспечения бесперебойной работы критической инфраструктуры [1].

Цель исследования – разработать методы расчета характеристик двухфазных термосифонных систем с улучшенными гидродинамическими характеристиками и развитыми теплопередающими поверхностями при условии их заправки теплоносителями с различными теплофизическими свойствами, в том числе и озонобезопасными хладагентами, на основании результатов экспериментального исследования процесса теплообмена и эффективных теплообменных аппаратов с использованием термосифонов для последующей разработки схем применения и утилизации тепла в современных промышленных системах передачи теплоты, в системах термостабилизации и использования тепла вторичных энергоресурсов.

Основная часть

Для исследования процессов, протекающих в полости термосифона, на кафедре «Промышленная теплоэнергетика и экология» учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого» создан пародинамический термосифон с отдельными зонами движения нагретой в испарителе и охлажденной в конденсаторе парожидкостной смеси (рис. 1). На разработанную конструкцию пародинамического термосифона получен патент на полезную модель [3]. Позже конструкция была доработана, а именно: использовано оребрение в зоне конденсации. Методика проведения экспериментов изложена в [4, 5]. По результатам серии экспериментальных исследований процессов теплопереноса в замкнутых двухфазных теплопередающих системах получен массив экспериментальных данных для следующих теплоносителей – дистиллированная вода, R410a и R407c [5, 6].



а)



б)

Рис. 1. Экспериментальный стенд:
а – схема; б – пародинамический термосифон
с улучшенными гидродинамическими характеристиками

Условия проводимых экспериментов включают следующее:

а) дистиллированная вода:

- объем теплоносителя – 500 мл;
- угол наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости – 0° , 45° , 90° ;
- подводимая к испарителю нагрузка – 270–480 Вт.

б) фреоны R410a и R407c:

- объем теплоносителя – 500 мл;
- угол наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости – 0° , 90° ;
- подводимая к испарителю нагрузка – 22–130 Вт.

По результатам экспериментальных исследований установлены зависимости термического сопротивления термосифона от подводимого теплового потока для дистиллированной воды (рис. 2), R407c и R410a (рис. 3, 4).

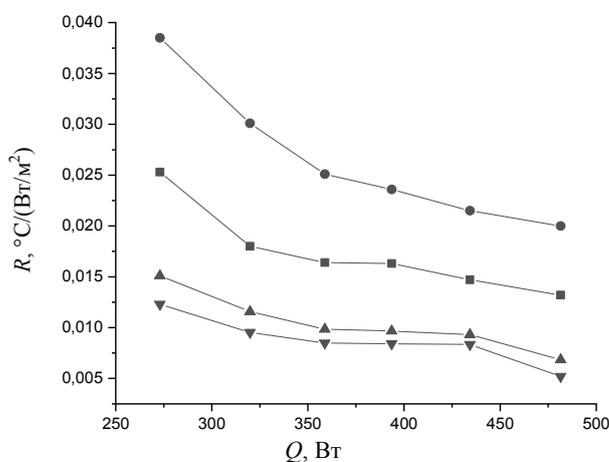


Рис. 2. Термические сопротивления оребренного и неоребренного термосифонов (теплоноситель – дистиллированная вода; объем теплоносителя – 500 мл;

кв – классический термосифон; кп – пародинамический термосифон;

кп р – пародинамический термосифон с оребрением;

к р – классический термосифон с оребрением):

– ■ – кп_500 мл; – ● – к_500 мл; – ▲ – кп_r_500 мл; – ▼ – к_r_500 мл

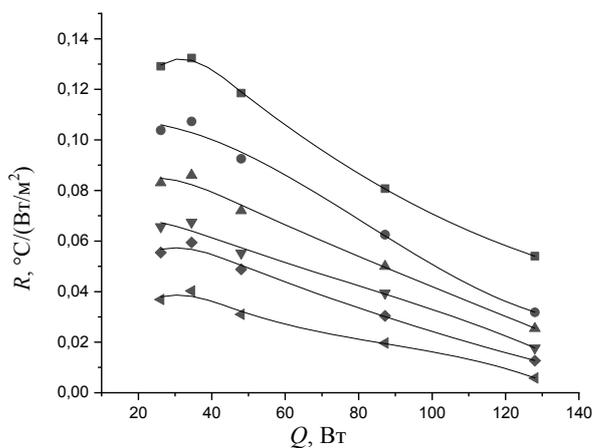


Рис. 3. Термические сопротивления оребренного и неоребренного термосифонов (теплоноситель – R407c, R410a; угол наклона – 90° ; объем теплоносителя – 500 мл;

кв – классический термосифон; кп р – пародинамический термосифон с оребрением; кп – пародинамический термосифон):

■ – фреон 407 кв; ● – фреон 407 кп; ▲ – фреон 407 кп р;

▼ – фреон 410_кв; ◆ – фреон 410_кп; ◀ – фреон 410_кп р

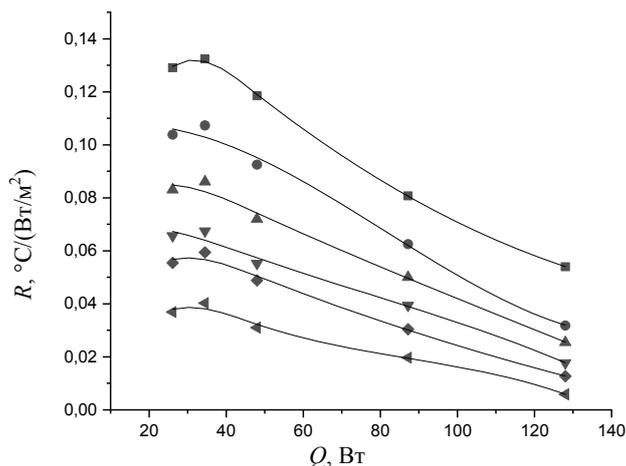


Рис. 4. Термическое сопротивление оребренного и неоребренного термосифонов (теплоноситель – R407с, R410а; угол наклона – 0° ; объем теплоносителя – 500 мл; пд_р – пародинамический термосифон с оребрением; пд – пародинамический термосифон; кл – классический термосифон):
 ■ – фреон 407_кл; ● – фреон 407_пд; ▲ – фреон 407_пд_р;
 ▼ – фреон 410_кл; ◆ – фреон 410_пд; ◀ – фреон 410_пд_р

На основании комплексного исследования процесса теплопереноса в замкнутых двухфазных теплопередающих системах при большом количестве изменяющихся параметров (изменение объема теплоносителя, угла наклона устройства, подводимой нагрузки, вида теплоносителя) подтверждена гипотеза об эффективности использования пародинамического термосифона с улучшенными гидродинамическими характеристиками по сравнению с классическим и пародинамическим термосифоном (рис. 5).

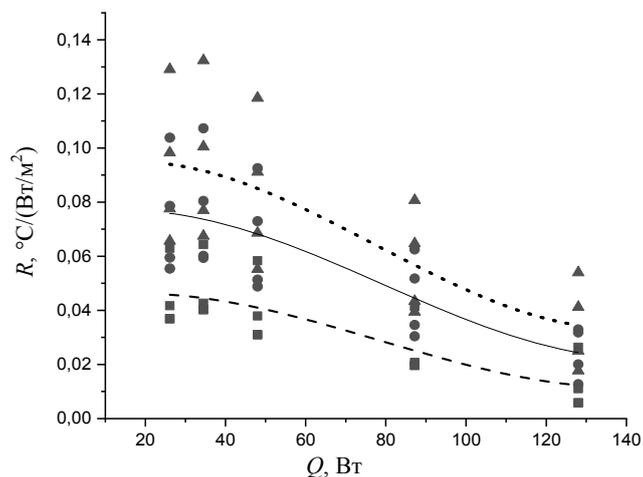


Рис. 5. Термические сопротивления термосифонов, заправленных озонобезопасными фреонами R410а, R407с, при изменении подводимого теплового потока (пд_р – пародинамический термосифон с оребрением; пд – пародинамический термосифон; кл – классический термосифон; 1 – усредняющая линия данных пародинамического термосифона с оребрением; 2 – усредняющая линия данных пародинамического термосифона; 3 – усредняющая линия данных классического термосифона):
 ■ – пд_р; ● – пд; ▲ – кл; - - - - 1; — — — — 2; ······ 3

Полученные результаты использованы для аналитической методики расчета термического сопротивления исследуемого устройства.

При определении термического сопротивления пародинамического термосифона с кольцевыми каналами в испарителе и развитой поверхностью нагрева конденсатора было учтено следующее:

- можно пренебречь сопротивлением, которое возникает в результате трения паровой и жидкой фазы теплоносителя внутри устройства, так как данные потоки разделены в полости термосифона и не оказывают никакого влияния друг на друга;
- необходимо учесть термические сопротивления фазовых переходов как в зоне испарения, так и в зоне конденсации устройства;
- не учитывается термическое сопротивление пористых структур, так как в данной конструкции термосифона они отсутствуют;
- следует учесть термическое сопротивление оребрения конденсатора.

Методика расчета термического сопротивления основана на использовании схем замещения с учетом возможных сопротивлений (рис. 6).



Рис. 6. Эквивалентные термические сопротивления в пародинамическом термосифоне с улучшенными гидродинамическими характеристиками:

R_1 – термическое сопротивление стенки испарителя пародинамического термосифона с кольцевыми каналами, $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$; R_2 – термическое сопротивление фазового перехода в зоне испарения, $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$; R_3 – термическое сопротивление кольцевого парового канала, $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$; R_4 – термическое сопротивление фазового перехода в зоне конденсации, $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$; R_5 – полное термическое сопротивление стенки конденсатора, $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$

Выражения для определения составляющих термического сопротивления представлены в таблице.

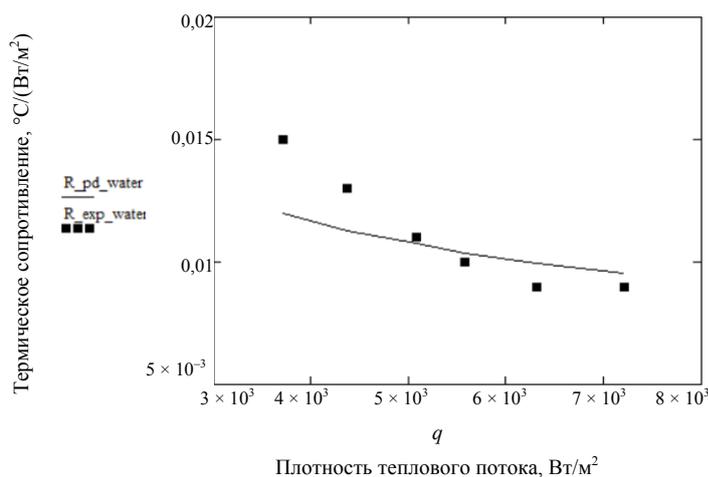
Термические сопротивления пародинамического термосифона с улучшенными гидродинамическими характеристиками

Искомый параметр	Выражение
1. Термическое сопротивление стенки испарителя	$R_{\text{wall_evap}} = \frac{\ln \frac{d_{2_evap}}{d_{1_evap}}}{2\lambda_{\text{wall_evap}} L_{\text{evap}}}$
2. Термическое сопротивление фазового перехода при испарении	$R_{\text{evap}} = \frac{1}{\alpha_{\text{evap}} \cdot \pi \cdot d_{2_evap} \cdot L_{\text{evap}}},$ <p>где α_{evap} – коэффициент теплоотдачи при кипении по формуле Купера (эмпирическая корреляция для расчета коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении в термосифонах и других двухфазных системах), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;</p> $\alpha_{\text{evap}} = 0,55 \cdot P_{pr}^{0,12} (-\log(P_{pr}))^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot q^{0,67},$ <p>где $P_{pr} = \frac{P}{P_{crit}}$ – приведенное давление (отношение рабочего давления к критическому); M – молярная масса рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{моль}$; q – тепловой поток, $\text{Вт}/\text{м}^2$</p>

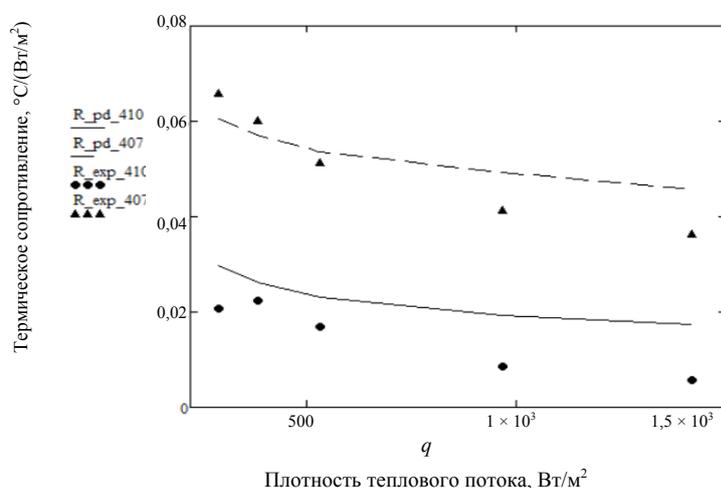
Окончание

Искомый параметр	Выражение
3. Термическое сопротивление кольцевого парового канала	$R_{steam_gap} = \frac{1}{\alpha_{steam_gap} \cdot \pi \cdot d_{steam_gap} \cdot L_{steam_gap}},$ <p>где α_{steam_gap} – коэффициент теплоотдачи кольцевого парового канала, Вт/(м² · К);</p> $\alpha_{steam_gap} = \max(\alpha_{cond}, \alpha_{conv}).$ <p>Так как в замкнутых двухфазных термосифонах преобладает коэффициент теплоотдачи конденсацией, то $\alpha_{steam_gap} = \alpha_{cond}$.</p> <p>Тогда</p> $\alpha_{cond} = 0,943 \left[\frac{\lambda_L^3 \cdot \rho_L (\rho_L - \rho_V) g \cdot r}{\mu_L (d_{2_cond} - d_{1_cond}) \Delta T} \right]^{0,25},$ <p>где λ_L – теплопроводность жидкости, Вт/(м · К); ρ_L, ρ_V – плотность соответственно жидкой и паровой фаз рабочего тела, кг/м³; r – удельная теплота парообразования, кДж/кг; μ_L – динамическая вязкость жидкости, Па · с; ΔT – разность температур испарения и конденсации в термосифоне, К</p>
4. Термическое сопротивление фазового перехода при конденсации	$R_{cond} = \frac{1}{\alpha_{cond} \cdot \pi \cdot d_{2_cond} \cdot L_{cond}}$
5. Полное термическое сопротивление конденсатора	$R_{ribbet_cond} = R_{wall_cond} + R_{rib_surf}$
5.1. Термическое сопротивление стенки конденсатора	$R_{wall_cond} = \frac{\ln \frac{d_{2_cond}}{d_{1_cond}}}{2 \cdot \lambda_{wall_cond} L_{cond}}$
5.2. Термическое сопротивление теплоотдачи оребрения конденсатора	$R_{rib_surf} = \frac{1}{\alpha_{ext} \cdot A_{total} \cdot \eta_{rib_surf}},$ <p>где α_{ext} – коэффициент теплоотдачи снаружи, Вт/(м² · К); A_{total} – общая площадь поверхности, м²; η_{rib_surf} – КПД ребра</p>
Общее термическое сопротивление	$R_{total} = R_{wall_evar} + R_{evar} + R_{steam_gap} + R_{cond} + R_{ribbet_cond}$

Результаты расчета пародинамического термосифона с улучшенными гидродинамическими характеристиками показаны на рис. 7.



а)



б)

Рис. 7. Результаты расчета и экспериментальные значения термического сопротивления для пародинамического термосифона с улучшенными гидродинамическими характеристиками:

- а – теплоноситель – дистиллированная вода;
 б – теплоноситель – фреоны R410a, R407c

Заключение

Проведено комплексное экспериментальное исследование работы классического, пародинамического и пародинамического термосифона с улучшенными гидродинамическими характеристиками при изменении подводимого к термосифонам теплового потока, положения устройств в пространстве, степени заправки устройств различными теплоносителями – дистиллированной водой, фреонами R407c, R410a.

Опытным путем определен оптимальный объем жидкости внутри устройства. В термосифоне без внутренних циркуляционных вставок объем теплоносителя должен быть более 1/2 объема испарителя, для устройства с внутренними циркуляционными вставками – не более 1/2 объема испарителя и не менее 1/4 объема испарителя.

Анализ полученных экспериментальных данных показал следующее:

– распределение температур теплоносителя по длине термосифона не зависит от угла наклона относительно плоскости;

– созданная модель замкнутой двухфазной теплопередающей системы с улучшенными гидродинамическими характеристиками эффективнее аналогичного термосифона с гладкой поверхностью конденсатора;

– на величину термического сопротивления значительное влияние оказывает состав используемого фреона, а именно – температурный глайд для зеотропных фреонов;

– термическое сопротивление для цилиндрического и пародинамического термосифонов значительно уменьшается при увеличении теплового потока.

Таким образом, разработанная методика расчета термического сопротивления пародинамического термосифона с улучшенными гидродинамическими характеристиками может быть использована при моделировании процессов, протекающих в замкнутых двухфазных термосифонных системах. Погрешность предложенной методики при сравнении экспериментальных и расчетных значений для исследуемых теплоносителей не превышает 25 %.

Литература

1. Smith, J. A. Two-phase closed thermosyphon performance for dry cooling of concentrated solar power plants under high heat flux conditions / J. A. Smith, L. K. Johnson, W. Chen // *Solar Energy*. – 2025. – Vol. 278. – Article 112345.
2. Liu, Z. Enhanced heat transfer performance of two-phase thermosyphons with nanofluids / Z. Liu, Y. Li, C. Wang // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2023. – Vol. 202. – Article 123456.
3. Патент ВУ 11072, МПК F 28 D 15/00. Термосифон : заявлено 20.11.2015 : опубл. 01.03.2016 / Родин А. В., Шаповалов А. В. ; заявитель Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого.
4. Шаповалов, А. В. Результаты экспериментального исследования пародинамического термосифона / А. В. Шаповалов, А. В. Родин, Р. Н. Жихарев // *Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого*. – 2015. – № 3 (62). – С. 58–64.
5. Результаты экспериментального исследования теплообмена в термосифонном элементе с оребренной поверхностью конденсатора при изменении условий расположения элемента в пространстве / А. В. Шаповалов, Т. Н. Никулина, Н. М. Кидун, В. В. Чернявская // *Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого*. – 2022. – № 4 (91). – С. 73–77.
6. Экспериментальное исследование работы термосифонов, заправленных хладагентами R407C, R404A, R410A / А. В. Шаповалов, Н. М. Кидун, Т. Н. Никулина, К. А. Светличный // *Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого*. – 2020. – № 3/4 (82, 83). – С. 87–93.
7. *Heat Pipes: Theory, Design and Applications* / Н. Jouhara, D. Reay, R. McGlen [et al.]. – 7th ed. – Oxford : Butterworth Heinemann, 2023. – 352 p.
8. Автономные устройства с испарительно-конденсационным циклом для терморегулирования теплонагруженной аппаратуры / Л. Л. Васильев, А. С. Журавлев, М. А. Кузьмич [и др.] // *Elektronnaya Obrabotka Materialov*. – 2024. – Vol. 60, N 1. – P. 89–97. – DOI 10.52577/eom.2024.60.1.089
9. Chilbule, P. V. Heat pipe integrated solar thermal systems and applications: A review / P. V. Chilbule, L. P. Dhole // *Materials Today: Proceedings*. – 2022. – Vol. 60, pt. 3. – P. 1491–1496.
10. Faghri, A. *Heat Pipe Science and Technology* / A. Faghri. – 2nd ed. – Global Digital Press, 2016. – 1056 p.

References

1. Smith J. A., Johnson L. K., Chen W. Two-phase closed thermosyphon performance for dry cooling of concentrated solar power plants under high heat flux conditions. *Solar Energy*, 2025, vol. 278, Article 112345.
2. Liu Z., Li Y., Wang C. Enhanced heat transfer performance of two-phase thermosyphons with nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, vol. 202, Article 123456.
3. Rodin A. V., Shapovalov A. V. *Thermosyphon*. Patent no. 11072, 2016 (in Russian).
4. Shapovalov A. V., Rodin A. V., Zhiharev R. N. Results of experimental study of steam-dynamic thermosyphon. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P. O. Sukhogo*, 2015, no. 3 (62), pp. 58–64 (in Russian).
5. Shapovalov A. V., Shapovalov A. V., Nikulina T. N., Kidun N. M., Chernyavskaya V. V. Results of an experimental study of heat exchange in a thermosiphon element with a finned surface of a condenser when changing the conditions of the element's location in space. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P. O. Sukhogo*, 2022, no. 4 (91), pp. 73–77 (in Russian).
6. Shapovalov A. V., Nikulina T. N., Kidun N. M., Svetlichnyi K. A. Experimental study of the operation of thermosyphons filled with refrigerants R407C, R404A, R410A. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P. O. Sukhogo*, 2020, no. 3/4 (82, 83), pp. 87–93 (in Russian).
7. Juhara H., Reay D., McGlen R., Kew P., McDonough J. *Heat Pipes: Theory, Design and Applications*. Oxford, Butterworth Heinemann Publ., 2023. 352 p.
8. Vasiliev L. L., Zhuravlyov A. S., Kuzmich M. A., Grakovich L. P., Rabetsky M. I., Dragun L. A. Autonomous devices with an evaporation-condensation cycle for thermal regulation of heat-loaded equipment. *Elektronnaya Obrabotka Materialov*, 2024, vol. 60, no. 1, pp. 89–97 (in Russian).
9. Chilbule P. V., Dhole L. P. Heat pipe integrated solar thermal systems and applications: A review. *Materials Today: Proceedings*, 2022, vol. 60, part. 3, pp. 1491–1496.
10. Faghri A. *Heat Pipe Science and Technology*. Global Digital Press Publ., 2016, 1056 p.

Поступила 26.08.2025 г.