

Тепловые процессы в технике. 2026. Т. 18. № 2. С. 79–87
Thermal processes in engineering, 2026, vol. 18, no. 2, pp. 79–87

Научная статья
УДК 536.248.2
URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=187722>
EDN: <https://www.elibrary.ru/TUZWMK>

Исследование термического сопротивления термосифона с улучшенной циркуляцией теплоносителя и микропористым покрытием в испарителе

Ю.А. Кузма-Кичта^{1✉}, Ю.П. Штефанов², И.Ф. Прокопенко³, Н.С. Иванов⁴, Н.Н. Жукова⁵, А.В. Романюк⁶

^{1,4,6}Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Российская Федерация

^{2,3}ООО «Ньюфрост», Протвино, Российская Федерация

⁵АО ОКБ «ГИДРОПРЕСС», Подольск, Российская Федерация

¹kuzma@itf.mpei.ac.ru✉

Аннотация. Исследовано термическое сопротивление термосифона, в испарителе которого установлена осевая вставка, улучшающая циркуляцию теплоносителя – фреона R410a, и нанесено микропористое покрытие. В осевой вставке имеются отверстия для подвода рабочей среды к испарителю. Получены опытные данные по температуре стенки испарителя и конденсатора в диапазоне тепловых нагрузок от 500 до 4800 Вт/м². Проведен расчет теплоотдачи при кипении в испарителе с микропористым покрытием с использованием формулы Кузма-Кичты Ю.А.

Ключевые слова: термосифон, теплообмен при кипении, интенсификация теплообмена, покрытие
Финансирование. Работа выполнена при поддержке РНФ, грант 25-79-00094.

Для цитирования. Кузма-Кичта Ю.А., Штефанов Ю.П., Прокопенко И.Ф., Иванов Н.С., Жукова Н.Н., Романюк А.В. Исследование термического сопротивления термосифона с улучшенной циркуляцией теплоносителя и микропористым покрытием в испарителе // Тепловые процессы в технике. 2026. Т. 18. № 2. С. 79–87. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=187722>

Original article

Investigation of the thermal resistance of a thermosiphon with improved coolant circulation and a microporous coating in an evaporator

Yu.A. Kuzma-Kichta¹✉, Yu.P. Shtefanov², I.F. Prokopenko³, N.S. Ivanov⁴, N.N. Zhukova⁵, A.V. Romanyuk⁶

^{1,4,6}National Research University “Moscow Power Engineering Institute”, Moscow, Russian Federation

^{2,3}LLC Newfrost, Protvino, Москва, Russian Federation

⁵JSC Experimental and Design Organization «GIDROPRESS», Podolsk, Russian Federation

¹kuzma@itf.mpei.ac.ru✉

Abstract. The paper examines the effect of two methods of heat transfer intensification – the installation of an axial insert that improves the circulation of the coolant and the application of a microporous coating in the evaporator – on the thermal resistance of a thermosiphon powered by freon R410a. The experiments were carried out on an installation with a thermosiphon having an evaporator made of AISI 304 stainless steel (Ø18×1 mm, length 2 m) and a pipe-in-pipe condenser with water cooling, at thermal loads in the range of 500–4800 W/m². The wall temperature of the evaporator and condenser was measured using K-type thermocouples installed in 0,3 m increments, and the uncertainty of heat transfer measurements does not exceed 15 %.

Experimental data on the heat transfer coefficient in an evaporator without modification are compared with calculations based on known dependencies for boiling in pipes: the formulas of Labuntsov, Kutepov-Sterman and Dakhin. The Kutepov-Sterman formula showed the smallest deviation from the experiment (31 %), while the Labuntsov formula and the Dakhin formula give deviations of 47 % and 60 %, respectively.

The effect of an axial insert in an evaporator, which is a tube with three pairs of holes Ø4 mm, through which the working medium is supplied to the active evaporation zone, is investigated. In the range of thermal loads of 500–4800 W/m², the installation of the insert leads to an increase in the heat transfer coefficient in the evaporator up to 41 % compared to the basic design without the insert, which is explained by improved fluid supply and more uniform circulation.

To further reduce thermal resistance, it is proposed to apply a sintered microporous coating of stainless steel particles to the inner surface of the evaporator. The calculation of heat transfer during boiling in a coated evaporator is performed according to the formula Kuzma-Kichty Yu.A., taking into account porosity, coating thickness, particle diameter and effective thermal conductivity. It is shown that at optimal coating parameters (porosity 60 %, thickness 40 microns, particle diameter 20 microns), the heat transfer coefficient in the evaporator can increase up to 3 times compared with a smooth surface at a thermal load of 4800 W/m². The obtained results demonstrate the prospects of a combined approach – improving the circulation of the coolant and applying a microporous coating – to significantly reduce the thermal resistance of the thermosiphon and increase its efficiency.

Keywords: thermosiphon, heat transfer at boiling, heat transfer intensification, coating

Funding. The work was supported by the Russian Science Foundation (grant 25-79-00094).

For citation. Kuzma-Kichta Yu.A., Shtefanov Yu.P., Prokopenko I.F., Ivanov N.S., Zhukova N.N., Romanyuk A.V. Investigation of the thermal resistance of a thermosiphon with improved coolant circulation and a microporous coating in an evaporator. *Thermal processes in engineering*. 2026, vol. 18, no. 2, pp. 79–87. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=187722>

Введение

Одним из направлений исследований и разработок является повышение эффективности теплопередачи в двухфазных термосифонах (ТС) и тепловых трубках (ТТ) за счет разделения паровой и жидкой фаз. Это достигается, например, за счет внутренних конструктивных изменений (вставки трубок, перфорированные элементы, сепараторы).

В работе [1] исследован термосифон, работающий на воде. В его испарителе и конденсаторе установлены коаксиальные трубки, разделяющие потоки жидкости и пара. В результате термическое сопротивление термосифона – равное сумме термических сопротивлений испарителя и конденсатора, каждое из которых обратно величине коэффициента теплоотдачи испарителя и конденсатора с учетом площади их поверхности – снижается на 62 % при тепловой нагрузке 150 Вт.

Аналогичный метод улучшения циркуляции воды в испарителе термосифона изучен в [2]. Установлено, что при заполнении термосифона на 70 % его термическое сопротивление понижается на 63 %.

В работе [3] предложен термосифон, заполненный аммиаком, с внутренней перфорированной трубкой из материала с низкой теплопроводностью (полиэтилена). Благодаря этому снижается температура испарителя на 10 °С при тепловой нагрузке 120 Вт.

В статье [4] рассмотрена тепловая труба с дистиллированной водой в качестве рабочей жидкости. Испаритель и конденсатор тепловой трубы выполнены соосно. Исследованы три варианта ориентации ТТ: две вертикальные – в одной из них (1) испаритель установлен под конденсатором, в другой (2) – над ним. В третьем варианте (3) тепловая труба установлена горизонтально. В испарителе каждой ТТ исследованы три варианта покрытия: медный спеченный порошок, сетка и микроканавки. Из рассмотренных вариантов наилучшие результаты получены при нанесении спеченного покрытия и третьей ориентации ТТ.

В работе [5] исследовано кипение хладагентов R404a, R407c и R410a на медных трубках с капиллярно-пористыми покрытиями. Установ-

лено, что коэффициент теплоотдачи при кипении на таких поверхностях до 4 раз выше, чем на гладких. Наибольший эффект получен при толщине покрытия 1 мм и диаметре частиц 100 мкм. Авторы предложили уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи, которое описывает опытные данные с погрешностью $\pm 20\%$ в диапазоне давлений 0,9–1,4 МПа и тепловых нагрузок 5–35 кВт/м².

Влияние исходной шероховатости на теплоотдачу при кипении наножидкости исследовано в работе Кузма-Кичты Ю.А. и др. [6]. Установлено, что при кипении на полированной поверхности наночастицы осаждаются и теплообмен улучшается из-за роста плотности центров парообразования. А при кипении на исходно шероховатой поверхности теплообмен ухудшается из-за снижения количества активных центров парообразования.

В работе [7] исследован алюминиевый испаритель ТТ с капиллярными канавками различного профиля, на которые нанесено пористое покрытие толщиной 50–100 мкм из микрочастиц оксида алюминия. Покрытие увеличивает коэффициент теплоотдачи при кипении аммиака в 1,5–2 раза по сравнению с испарителем с гладкими трубками за счет увеличения плотности центров парообразования и площади поверхности.

Теплоотдача в испарителе контурного термосифона, заполненного наножидкостью на основе дистиллированной и деионизированной воды с добавлением наночастиц оксида железа и меди, исследована в работе [8]. В случае заполнения ТС наножидкостью на основе наночастиц оксида меди (размер 35–105 нм, концентрация 0,5–2 %) коэффициент теплоотдачи в испарителе увеличивается до 50 %, а на основе оксида железа (размер 15–75 нм, концентрация 0,5–2 %) – на 20 %. Этот эффект достигается благодаря увеличению плотности центров парообразования в результате осаждения наночастиц на поверхности. После шести лет эксплуатации тепловые характеристики устройства не деградировали. При кипении на поверхности не указана исходная шероховатость, а это является важным фактором, как показано в работе [6].

Теплообмен при кипении хладагента R21 на пучке горизонтальных труб с модифицирован-

ной поверхностью изучен в статье [9]. Сравниваются два способа интенсификации теплообмена: нанесение пористых покрытий микродуговым оксидированием (МДО-покрытие толщиной 30 мкм) на трубы из алюминиевого сплава и формирование покрытий деформирующим резанием (ДР) медных труб. Оба способа привели к увеличению коэффициента теплоотдачи примерно в 3 раза.

Одной из проблем применения термостабилизатора является снижение его эффективности при наклоне испарителя. В работе [10] исследованы три варианта покрытия поверхности испарителя с различной ориентацией: из проволоки, из наночастиц, из наночастиц и проволоки. Комбинированное покрытие с использованием спиральной проволоки и наночастиц привело к снижению температуры стенки горизонтально расположенного испарителя ТС на 3–4 °С.

Комбинированное покрытие испарителя термосифона, состоящее из наночастиц Al_2O_3 , нанесенных на продольные канавки, исследовано Ивановым Н.С. [11]. Термическое сопротивление термосифона, работающего на фреоне R22, уменьшается в 3 раза в исследованных условиях. Этот эффект достигается за счет увеличения высоты капиллярного подъема жидкости, плотности центров парообразования и площади теплообмена.

Таким образом, более эффективным методом повышения коэффициента теплоотдачи при кипении в испарителе термосифона является нанесение микропористых покрытий. Но также интересно влияние данного способа интенсификации теплообмена при наличии улучшенной циркуляции теплоносителя. Цель настоящего исследования – изучить влияние на эффективность термосифона улучшения циркуляции теплоносителя и нанесения микропористого покрытия в его испарителе.

Материалы и методы

Исследование проведено на установке, схема которой приведена на рисунке 1. Исследуемый термосифон, заполненный фреоном R410a, состоит из испарителя и конденсатора, соединенных тройником и фланцем. Испаритель представляет собой трубу из нержавеющей стали AISI 304 длиной 2 м и диаметром $\varnothing 18 \times 1$. Кон-

денсатор выполнен по схеме «труба-в-трубе», а в качестве хладагента используется водопроводная вода. Нагрев испарителя обеспечивается ленточным электронагревателем ЭНГЛУ-400-1.27, равномерно намотанным по его длине. Диапазон тепловых нагрузок был определен предприятием ООО «Ньюфрост», которое является заказчиком данного исследования и одним из ведущих предприятий в отрасли. Для снижения тепловых потерь установка теплоизолирована слоем вспененного каучука.

В работе исследована модернизация термосифона с улучшенной циркуляцией теплоносителя в испарителе, которая заключается в установке осевой вставки (рис. 1). Она представляет собой трубку, опирающуюся на торец испарителя. В ней выполнены 3 пары отверстий диаметром 4 мм, расположенные по периметру трубки через 180°.

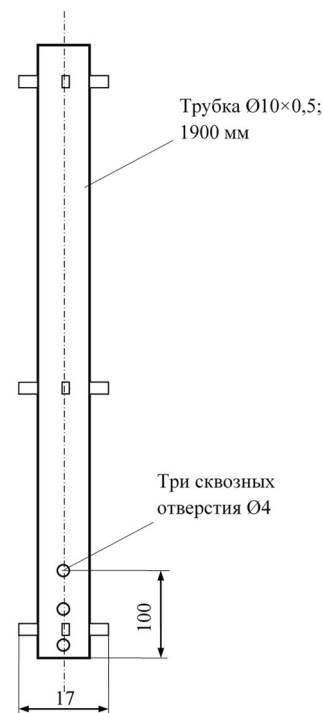


Рис. 1. Эскиз осевой вставки в испарителе ТС

Температурные измерения проводились с использованием одиннадцати термопар типа К (хромель-алюмель): шесть термопар установлены на испарителе с шагом 0,3 м, одна термопара – на тройнике, по две термопары – на входе и выходе контура охлаждающей воды и контура фреона в конденсаторе.



Рис. 2. Схема экспериментальной установки

Спаи термопар были изготовлены лазерной сваркой. Тарировка термопар проведена на специализированном стенде (рис. 3).

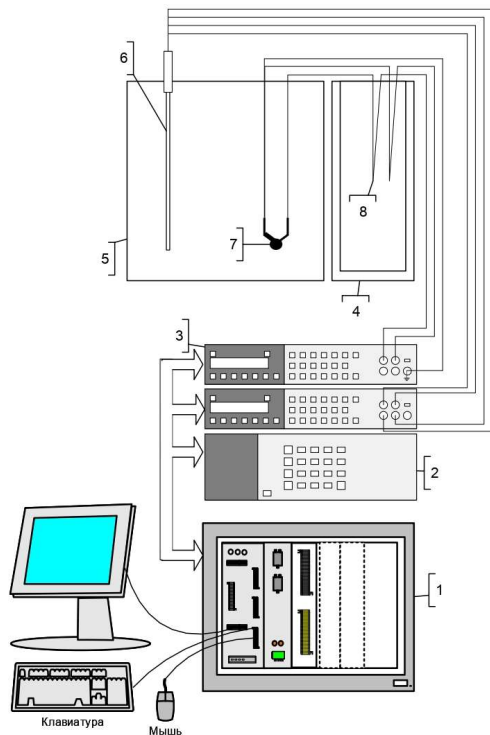


Рис. 3. Схема градуировочного стенда: 1 – Модульная многоканальная исследовательская измерительно-управляющая система NI PXI-1050, 2 – коммутатор Hewlett-Packard 3497A Control unit, 3 – вольтметр Hewlett-Packard 3455A Digital Voltmeter, 4 – сосуд Дьюара с тающим льдом в воде, 5 – термостат марки MTA Kutesz Type 6579, 6 – платиновый термометр сопротивления ПТСВ-1-2, 7 – горячий спай термопары, 8 – холодный спай термопары

Неопределенность измерений

Неопределенность измерений теплоотдачи оценена на основании рекомендаций [12] и она не превышает 15 %.

Опыты без модификации испарителя термосифона

В опытах измерялись тепловая нагрузка, распределение температуры стенки испарителя. Кроме того, измерялись температуры охлаждающей воды и фреона на входе и выходе конденсатора. Температура насыщения рабочей жидкости определялась по давлению. По показаниям шести термопар находилась средняя температура стенки испарителя, по которой рассчитывался коэффициент теплоотдачи.

Измеренные коэффициенты теплоотдачи определяются из соотношения

$$\alpha = \frac{q}{T_w - T_S},$$

где q – подводимый тепловой поток, T_w – температура внутренней поверхности испарителя, которая определялась как средняя по шести термопарам, установленным на нем, T_S – температура насыщения. Температуру внутренней поверхности испарителя определяем с использованием закона Фурье.

В работе проведено сравнение данных по теплоотдаче без улучшенной циркуляции с известными зависимостями.

При проведении расчета использованы следующие формулы: Д.А. Лабунцова [13], Кутепова-Стермана [14], С.В. Дахина [15].

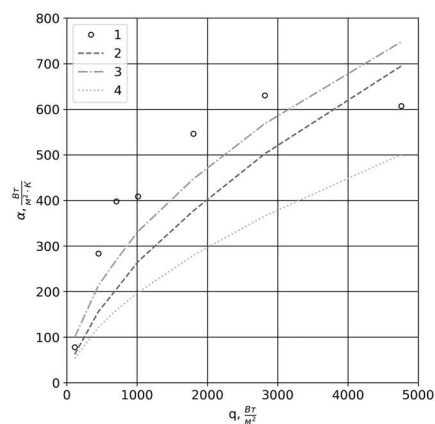


Рис. 4. Сравнение измеренных коэффициентов теплоотдачи в испарителе без вставки и рассчитанных по известным зависимостям: 1 – эксперимент, 2 – формула Лабунцова [13], 3 – формула Кутепова-Стермана [14], 4 – формула Дахина [15]

Согласно расчету, отклонение формулы Д.А. Лабунцова от опытных данных достигает 47 %, формулы Кутепова-Стермана – 31 % и формулы С.В. Дахина – 60 %. Таким образом, наименьшее отклонение от опытных данных получено при использовании формулы Кутепова-Стермана. Сравнение выбранных зависимостей с экспериментальными данными других авторов не входило в задачи настоящей работы.

Опыты с модификацией испарителя термосифона

Опыты с улучшенной циркуляцией теплоносителя в испарителе термосифона были выполнены в диапазоне тепловых нагрузок от 500 до 4800 Вт/м². Результаты опытов представлены на рисунке 5. Для сравнения на рисунке показаны также результаты опытов со стандартной схемой циркуляции теплоносителя в испарителе ТС. В исследованных условиях получен рост КТО в испарителе с улучшенной циркуляцией до 41 %.

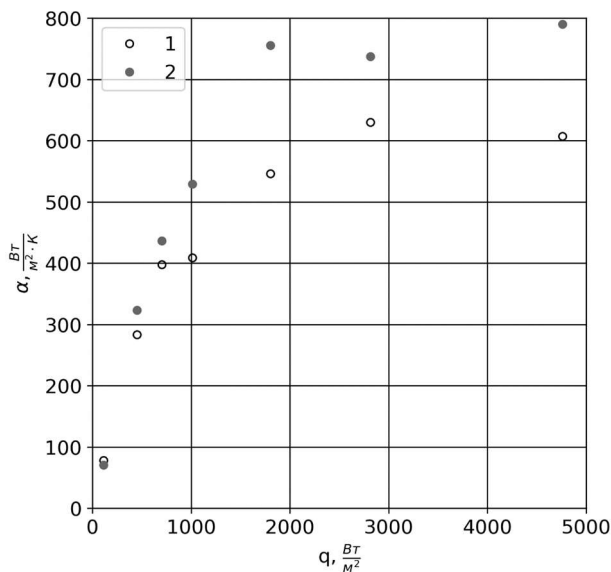


Рис. 5. Сравнение измеренных коэффициентов теплоотдачи в испарителе термосифона без вставки (1) и со вставкой (2)

Расчет теплоотдачи в испарителе термосифона с микропористым покрытием

Для интенсификации теплообмена в испарителе термосифона предлагается нанести спеченное микропористое покрытие. При этом увеличивается количество центров парообразования и образуются поры различного диаметра: по по-

рам малого диаметра жидкость подтекает, а по крупным выходит пар. На рисунке 6 приведена фотография образца спеченного покрытия, которое предлагается нанести в испарителе термосифона. Ниже представлен расчет теплоотдачи, проведенный с использованием формулы Кузма-Кичты Ю.А. [16].

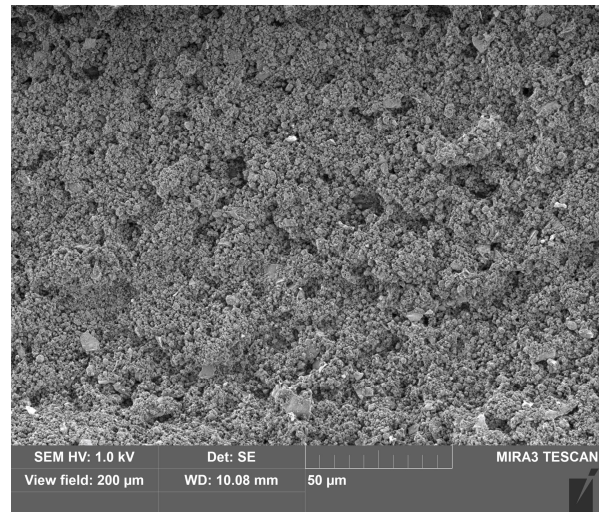


Рис. 6. Фото образца с покрытием

Расчет проведен для следующих диапазонов параметров: пористость варьировалась в диапазоне от 0,5 до 0,9; диаметр частиц от 20 мкм до 90 мкм; толщина покрытия от 40 мкм до 160 мкм. На рисунке 7 представлены экспериментальные данные для испарителя термосифона без покрытия, а также результаты расчета при кипении фреона R410a в испарителе с покрытием из нержавеющей стали в виде зависимости коэффициента теплоотдачи от подводимой тепловой нагрузки. Покрытие состоит из 2 слоев микрочастиц диаметром 20 мкм, толщиной 40 мкм (2 слоя частиц).

$$\alpha_{п.п.} = K \left[\frac{\lambda'^2}{\nu' r \rho'' \delta_{пп}} \right]^{\frac{1}{2+m}} \times \left[\frac{D_{max} r \rho''}{4 \sigma T_s} \right]^{\frac{m}{2+m}} \times q^{\frac{1+m}{2+m}}, \quad (1)$$

где: D_{max} – максимальный диаметр частиц, $\delta_{пп}$ – толщина пористого покрытия, λ' , λ_{eff} – теплопроводность жидкости, эффективная теплопроводность покрытия, K – коэффициент, учитыва-

ющий наклон кривой кипения, σ – коэффициент поверхностного натяжения теплоносителя, T_s – температура насыщения в термосифоне, r – удельная теплота парообразования, ρ'' – плотность пара, q – плотность теплового потока,

$$\lambda_{eff} = \lambda_k \gamma + (1 - \gamma) \left[\frac{1 - \varepsilon}{\lambda_k} + \frac{\varepsilon'}{\lambda'} + \frac{\varepsilon''}{\lambda''} \right]^{-1}, \quad (2)$$

где λ' , λ'' , λ_{eff} – теплопроводность жидкости, теплопроводность пара, эффективная теплопроводность покрытия; ε – пористость, ε' , ε'' – объемная доля жидкости и пара в покрытии

$$\gamma = \left(1 - \varepsilon^3 \right)^2, \quad (3)$$

$$m = \frac{-16,3 \times 10^3 \delta_{пл}}{\lambda_{eff}} + 4, \quad (4)$$

$$K = 0,203 + 1,8 \frac{p}{p_{cr}}, \quad (5)$$

где p – давление теплоносителя, p_{cr} – критическое давление теплоносителя

На основании проведенного расчета сделан вывод об оптимальных параметрах спеченного микропористого покрытия: диаметр частиц – 20 мкм, толщина покрытия – 40 мкм, пористость – 60 %. В этом случае при тепловой нагрузке, равной 4800 Вт/м², КТО повышается до 3 раз и достигаемый эффект качественно согласуется с опытными данными, приведенным в работе [16], так как в данной работе иные условия эксперимента (в [16] движение в горизонтальной трубе, в данной работе свободная конвекция в вертикальной трубе). Диаметр частиц был выбран по минимально возможному размеру ячейки сита. Толщина покрытия выбиралась равной толщине двух слоев частиц. В таком случае минимизируется термическое сопротивление покрытия и создаются благоприятные условия для образования пор и центров парообразования. Пористость определяет капиллярные силы, необходимые для транспорта жидкости, и выход пара. Оптимизация данного параметра осуществлялась путем согласования этих требований.

Согласно оценкам, термическое сопротивление термосифона с улучшенной циркуляцией в испарителе, рассмотренной в настоящей работе, уменьшается на 23 % и при нанесении в испарителе пористого покрытия с выбранными оптимальными характеристиками – на 70 %.

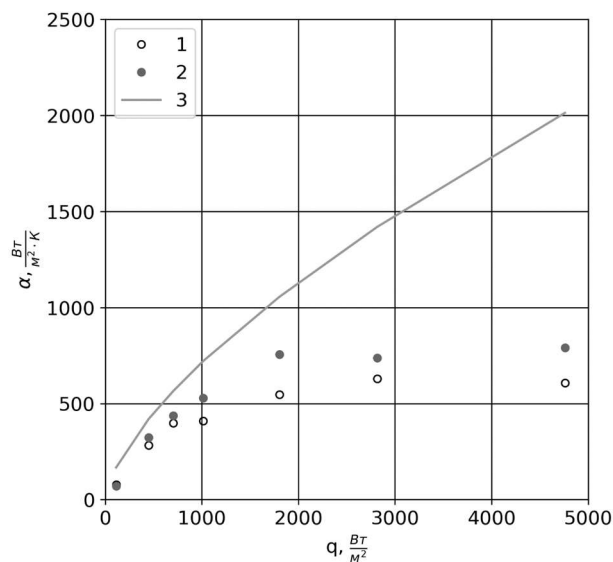


Рис. 7. Зависимость коэффициента теплоотдачи при кипении от подводимого теплового потока при кипении в испарителе: 1 – термосифон без модификации испарителя, 2 – термосифон с модификацией испарителя, 3 – расчет по формуле Кузнецкого Ю.А. [16]

Заключение

1. Проведено исследование методов уменьшения термического сопротивления термосифона: установка в испаритель осевой вставки, улучшающей циркуляцию теплоносителя, и нанесение в испаритель микропористого покрытия.

2. Получены опытные данные по температуре стенки испарителя и конденсатора в диапазоне тепловых нагрузок от 500 до 4800 Вт/м². Проведено сравнение полученных данных по теплоотдаче в случае испарителя без покрытия с расчетом по известным зависимостям. Показано, что формула Кутепова-Стермана дает отклонение 31 %, формула Лабунцова – 47 %, формула Дакшина – 60 %.

3. Исследовано влияние осевой вставки, через отверстия в которой рабочая среда подводится к испарителю. Получено, что в исследованных условиях установка осевой вставки приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи до 41 %.

4. При оптимальном выборе следующих параметров: пористости – 60 %, толщины покрытия – 40 мкм и диаметра частиц – 20 мкм из нержавеющей стали при тепловой нагрузке 4800 Вт/м² коэффициент теплоотдачи в испарителе термосифона увеличится до 3 раз.

5. Согласно оценкам, термическое сопротивление термосифона с улучшенной циркуляцией в испарителе, рассмотренной в настоящей работе, уменьшается на 23 % и при нанесении в испарителе пористого покрытия с выбранными оптимальными характеристиками – на 70 %.

Список источников

- Alaa A.B. Temimy, Adnan A. Abdulrasool Experimental verification for the phases separation technique to improve the thermal performance of vertical and inclined wickless heat pipe // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2021. DOI:10.1088/1757-899X/1105/1/012049
- Khalili M. et al. Enhanced heat transfer in two-phase closed thermosyphons with external liquid-vapor separation // *Heliyon*. 2024. Vol. 10. № 21. DOI: 10.1016/j.heliyon.2024.e39778
- Долгих Г. М., Рило И.П., Желудкова К.А. и др. МПК E02D 3/115. Термосифон: № 2015127568/03. Патент RU 2593286 C1 10.08.2016.
- Krambeck L., Bartmeyer G.A., Souza D.O. et al. Alves Experimental Thermal Performance of Different Capillary Structures for Heat Pipes // *Energy Engineering*. 2021. Vol. 118. № 1. pp. 1–14.
- Овсянник А.В., Макеева Е.Н., Определение параметров теплообмена при парообразовании смесевых хладагентов на высокотеплопроводных порошковых спеченных капиллярно-пористых покрытиях // *Энергетика*. 2018. Т. 61. № 1. С. 70–79.
- Кузма-Кичта Ю.А., Лавриков А.В. Шустов М.В. Исследование интенсификации теплообмена при кипении воды на поверхности с микро- и нанорельефом // *Теплоэнергетика*. 2014. № 3. С. 35–38.
- Vasiliev L.L, Grakovich L.P., Rabetskii M.I. et al. Investigation of heat transfer by evaporation in capillary grooves with a porous coating // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2012. Vol. 85. № 2. pp. 125–138.
- Кисеев В.М., Сажин О.В. Экспериментальные исследования кипения наножидкостей в термосифонах // *Журнал технический физик*. 2023. Т. 93. № 10. С. 1410–1422.
- Pecherkin N., Pavlenko A., Volodin O. et al. Heat Transfer at Film Cooling of an Array of Horizontal Tubes with an Enhanced Surface. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. DOI: 10.1088/1742-6596/2096/1/012141
- Кузма-Кичта Ю.А., Лавриков А.В., Штефанов Ю.П. и др. Исследование транспортных свойств испарителя модели термостабилизатора с различной структурой поверхности // *Тепловые процессы в технике*. 2016. Т. 8. № 9. С. 395–400.
- Иванов Н.С., Интенсификация теплообмена в термосифоне с помощью покрытий из микро- и наночастиц // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. ФГБОУ ВО Национальный исследовательский университет «МЭИ». 2024. 122 с.
- ГОСТ 34100.-2017/ISO/IEC Guid 98-1:2009 Неопределенность измерения. М.: Стандартинформ, 2017. 100 с.
- Лабунцов Д.А., Ягов В.В. Механика двухфазных систем // Учебное пособие для вузов. Издательство МЭИ, 2000. 374 с.
- Кутелов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании // Учеб. Пособие для вузов. 3-е изд., испр. М.: Высш. шк, 1986. 488 с.
- Дахин С.В. Расчет рекуперативных теплообменных аппаратов непрерывного действия: учеб. Пособие // ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет». 2008. 110 с.
- Кузма-Кичта Ю.А. Исследование интенсификации теплосъема и разработка рекомендаций для расчета теплогидравлических характеристик в докризисной и закризисной областях парогенерирующих каналах // Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. – Московский энергетический институт. Москва. 1989 г. С. 128–142.

References

- Temimy AAB, Abdulrasool AA. Experimental verification for the phases separation technique to improve the thermal performance of vertical and inclined wickless heat pipe. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2021. DOI: 10.1088/1757-899X/1105/1/012049
- Khalili M et al. Enhanced heat transfer in two-phase closed thermosyphons with external liquid-vapor separation. *Heliyon*. 2024;10(21). DOI: 10.1016/j.heliyon.2024.e39778
- Dolgikh GM, Rilo IP, Zheldukova KA et al. *Thermosiphon*. Patent RU 2593286 C1, 10.08.2016. (In Russ.).
- Krambeck L, Bartmeyer GA, Souza DO et al. Experimental Thermal Performance of Different Capillary Structures for Heat Pipes. *Energy Engineering*. 2021; 118(1):1–14.
- Ovsyannik AV, Makeeva EN. Determination of heat transfer parameters during vaporization of mixed refrigerants on highly conductive sintered capillary-porous coatings. *Energetika*. 2018;61(1):70–79. (In Russ.).
- Kuzma-Kichta YA, Lavrikov AV, Shustov MV. Investigation of heat transfer intensification during water boiling on a surface with micro- and nanorelief. *Teplotenergetika*. 2014;(3):35–38. (In Russ.).
- Vasiliev LL, Grakovich LP, Rabetskii MI et al. Investigation of heat transfer by evaporation in capillary grooves with a porous coating. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2012;85(2):125–138.

8. Kiseev VM, Sazhin OV. Experimental studies of nano-fluid boiling in thermosyphons. *Zhurnal tekhnicheskii fizik.* 2023;93(10):1410–1422. (In Russ.).
9. Pecherkin N, Pavlenko A, Volodin O et al. Heat Transfer at Film Cooling of an Array of Horizontal Tubes with an Enhanced Surface. *Journal of Physics: Conference Series.* 2021;2096:012141. DOI: 10.1088/1742-6596/2096/1/012141
10. Kuzma-Kichta YA, Lavrikov AV, Shtefanov YP et al. Investigation of transport properties of the evaporator of a model stabilizer with different surface structures. *Thermal processes in engineering.* 2016;8(9):395–400. (In Russ.).
11. Ivanov NS. *Intensification of heat transfer in a thermosyphon using coatings of micro- and nanoparticles.* PhD thesis. Moscow: National Research University «Moscow Power Engineering Institute»; 2024. 122 p. (In Russ.).
12. *GOST 34100-2017/ISO/IEC Guide 98-1:2009 Uncertainty of measurement.* Moscow: Standartinform; 2017. 100 p. (In Russ.).
13. Labuntsov DA, Yagov VV. *Mechanics of two-phase systems.* Moscow: MPEI; 2000. 374 p. (In Russ.).
14. Kutepov AM, Sterman LS, Styushin NG. *Hydrodynamics and heat transfer during vaporization.* 3rd ed. Moscow: Vysshaya shkola; 1986. 488 p. (In Russ.).
15. Dakhin SV. *Calculation of recuperative continuous heat exchangers: a textbook.* Voronezh: Voronezh State Technical University; 2008. 110 p. (In Russ.).
16. Kuzma-Kichta YA. *Investigation of heat removal intensification and development of recommendations for calculation of hydraulic and thermal characteristics in pre-crisis and post-crisis regions of steam-generating channels.* Doctor's thesis. Moscow: Moscow Power Engineering Institute; 1989. 128–142 p. (In Russ.).