

ISSN 1561-8358 (Print)
ISSN 2524-244X (Online)

ЭНЕРГЕТИКА, ТЕПЛО- И МАССООБМЕН
POWER ENGINEERING, HEAT AND MASS TRANSFER

УДК 536.24
<https://doi.org/10.29235/1561-8358-2022-67-1-49-56>

Поступила в редакцию 26.01.2022
Received 26.01.2022

М. А. Кузьмич, А. А. Артюх

Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси, Минск, Республика Беларусь

**ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В ЗОНЕ ИСПАРИТЕЛЯ ТЕРМОСИФОНА
ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ФОРМЫ ПОВЕРХНОСТИ КИПЕНИЯ**

Аннотация. Рассмотрено влияние некоторых видов обработки поверхности кипения испарителя термосифона на коэффициент теплоотдачи. Разработана и собрана экспериментальная установка «Кольцевой термосифон с возможностью замены нижней части испарителя». Эта особенность позволяет легко производить замену образцов с различными модификациями поверхностей. Приведено описание установки, использованного оборудования и методики проведения исследований. Получены экспериментальные данные, рассчитаны коэффициенты теплоотдачи для исследуемых образцов при различных подводимых тепловых нагрузках (от 5 до 200 Вт). Проведено сравнение образцов в качестве поверхности кипения в испарителе термосифона. Экспериментально определено, что при нанесении на плоскую алюминиевую пластинку (поверхности кипения) концентрических канавок и неравномерного слоя частиц оксида алюминия наблюдается повышение коэффициента теплоотдачи с $h_1 = 5760 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ по $h_2 = 28339 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ при подводимой плотности теплового потока $q = 250 \text{ кВт}/\text{м}^2$. Коэффициент теплоотдачи для образца без канавок, но с неравномерным покрытием частиц оксида алюминия равен $h_3 = 16952 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ при $q = 250 \text{ кВт}/\text{м}^2$. Полученные результаты можно использовать для дальнейших исследований с целью улучшения теплообмена на поверхности кипения в испарителе термосифона.

Ключевые слова: термосифон, теплообмен, коэффициент теплоотдачи, кипение, поверхность кипения, испаритель, конденсатор, тепловая нагрузка, пористое покрытие

Для цитирования: Кузьмич, М. А. Интенсификация теплообмена в зоне испарителя термосифона при изменении формы поверхности кипения / М. А. Кузьмич, А. А. Артюх // Вест. Нац. акад. наук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2022. – Т. 67, № 1. – С. 49–56. <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2022-67-1-49-56>

Maxim A. Kuzmich, Aliona A. Artsiukh

A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of National Academy Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

**INTENSIFICATION OF HEAT TRANSFER IN THE ZONE OF THE THERMOSYPHON EVAPORATOR
WHEN CHANGING THE BOILING SURFACE SHAPE**

Abstract. In present paper the influence of the boiling surface treatment types of thermosyphon evaporator on the heat transfer coefficient was studied. An experimental setup «Loop thermosyphon with replacing lower part of the evaporator» has been developed and assembled. This feature makes it easy to replace samples with various surface modifications as the lower part of the evaporator. The description of the experimental setup, equipment and research methods is given. Heat transfer coefficients for the samples at various applied thermal loads (from 5 to 200 W) were calculated. In case of flat aluminum plate (boiling surface) concentric grooves and uneven coating of aluminum oxide particles, an increase of the heat transfer coefficient from $h_1 = 5760 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ to $h_2 = 28339 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ at the supplied heat flux density $q = 250 \text{ kW}/\text{m}^2$ was observed. The heat transfer coefficient for a sample without concentric grooves, but with an uneven coating of aluminum oxide particles was $h_3 = 16952 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ at $q = 250 \text{ kW}/\text{m}^2$. Results of the study can be used for further increase of thermosyphon evaporator efficiency.

Keywords: thermosyphon, heat exchange, heat transfer coefficient, boiling, boiling surface, evaporator, condenser, heat load, porous coating

For citation: Kuzmich M. A., Artsiukh A. A. Intensification of heat transfer in the zone of the thermosyphon evaporator when changing the boiling surface shape. *Vestsi Natsyyanal'nai akademii navuk Belarusi. Seryya fizika-technichnykh navuk = Proceedings of the National Academy Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 2022, vol. 67, no. 1, pp. 49–56 (in Russian). <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2022-67-1-49-56>

Введение. Термосифон – это замкнутое теплопередающее устройство с испарительно-конденсаторным принципом работы. Термосифоны используются для охлаждения, нагрева или терморегулирования объектов.

В настоящее время разработка и изучение возможностей внедрения высокоэффективных термосифонов является перспективным и актуальным направлением исследований. Более подробно термосифоны, а также области их применения описаны в [1].

При проектировании тепловых труб и термосифонов крайне важно создать максимально компактный и эффективный испаритель, способный отводить заданное количество тепловой энергии от источника нагрева. Следует решить целый ряд задач, связанных с определением и расчетами необходимых параметров устройства. Исследованию и описанию теплообмена при кипении на пористых поверхностях и в замкнутом объеме посвящен ряд более ранних исследований [2–4].

Интенсивность процесса кипения зависит от характеристик поверхности и свойств рабочей жидкости. Комбинации жидкость – поверхность кипения сильно влияют на динамику роста пузырьков, их зарождение и отрыв от поверхности кипения, взаимодействие пузырьков и динамику движения парожидкостной пленки, эффективный теплообмен влажного и насыщенного пара в конденсаторе термосифона. Поэтому для выявления особенностей динамики движения пузырьков и двухфазного потока жидкость – пар в термосифонах необходимо знать величину скрытой теплоты парообразования и интенсивность теплопередачи рабочей жидкости.

К настоящему времени проведено большое количество работ по изучению динамики роста и отрыва пузырьков от поверхности нагрева. Было предложено множество моделей для прогнозирования диаметра и частоты отрыва пузырьков от поверхности нагрева, а также приведены характеристики роста пузырьков [5]. Например, в [6] предложена корреляция диаметра вылета пузыря для чистых жидкостей и смесей жидкостей с учетом баланса сил между силой плавучести и силой поверхностного натяжения. Разработаны также и другие корреляции [7–10]. Что касается частоты отрыва пузырьков, зависящей от перегрева стенки, поверхностно-жидкостной комбинации и взаимодействия между пузырьками, то были предложены корреляции, которые объединяют диаметр отрыва пузырька и свойства жидкости [7, 11–13].

Несмотря на то что динамика роста пузырей при кипении была подробно изучена как теоретически, так и экспериментально, до сих пор требуется проведение дополнительных экспериментов для уточнения особенностей двухфазного теплообмена при кипении в термосифонах. На динамику движения пузырей существенно влияют случайные дефекты поверхности и взаимодействие пузырей различного размера с жидкостью. Получение дополнительных экспериментальных результатов необходимо для дальнейшего понимания природы тепло- и массообмена при кипении и построения уточненной физической модели процесса кипения жидкости на развитой поверхности.

При проведении экспериментов с термосифонами необходимо определить общую геометрию испарителя, объем внутренней полости для рабочей жидкости, наличие или отсутствие дополнительных элементов – интенсификаторов теплообмена, таких как компенсационная камера или дополнительное капиллярное покрытие внутренних стенок испарителя [14]. Еще одним способом повышения интенсивности теплообмена в испарителе является изменение свойств поверхности кипения рабочей жидкости, для чего применяются различные методы обработки и модификации поверхности [15].

Для улучшения теплообмена и коэффициента теплоотдачи необходимо увеличить количество центров парообразования. Чем более гладкая поверхность, тем меньше на ней центров парообразования и тем больше влияние силы поверхностного натяжения, препятствующей образованию пузырьков. И наоборот, на менее гладкой поверхности влияние силы поверхностного натяжения снижается, и при наличии большого количества центров парообразования для формирования пу-

зырьков уже не требуется такого большого перегрева. На менее гладких поверхностях пузырьки могут образовываться в центрах парообразования наиболее интенсивно. На таких поверхностях достигаются более высокие значения коэффициента теплоотдачи, чем на гладких поверхностях.

Существует много способов модификации поверхности: спекание, фрезерование, накатка, резание, лазерная обработка и др. Все эти способы могут применяться для повышения теплоотдачи при кипении и испарении. В настоящее время проблема остается актуальной и ведется ряд исследований в этом направлении [16, 17].

Так, в [17] описаны следующие способы повышения коэффициента теплоотдачи (h):

искусственное повышение шероховатости теплоотдающей поверхности (h увеличивается в 1,5–2 раза);

оребрение теплоотдающей поверхности (h увеличивается до 2,5 раз);

покрытие поверхности плохо смачиваемыми тонкими пленками или сетками (h увеличивается в 5–8 раз); однако недостатками таких покрытий являются их низкая механическая прочность и плохой контакт с греющей поверхностью;

применения пористых металлических покрытий (h увеличивается в 4–10 и более раз).

Последнее является наиболее эффективным и надежным способом интенсификации процесса теплообмена при кипении, поэтому данный способ повышения коэффициента теплоотдачи был учтен нами при изготовлении и испытании экспериментальных образцов.

Цель настоящего исследования – детальное изучение и сравнение степени влияния обработки поверхности кипения испарителя термосифона на коэффициент теплоотдачи.

Экспериментальные образцы. Для лабораторных испытаний было изготовлено три образца с разными вариантами обработки поверхности (рис. 1) для использования в качестве поверхности кипения в испарителе термосифона. Все образцы выполнены из алюминия. Диаметр образцов 54 мм, толщина 5 мм. Покрытие во всех случаях изготавливалось из порошка оксида алюминия Al_2O_3 . Образцы № 2 и 3 (см. рис. 1, *b*, *c*) были покрыты пористым слоем Al_2O_3 (порядок градиента толщин слоя оксида сопоставимый – 50–200 мкм).

Образец № 1 (см. рис. 1, *a*) использовался для получения исходных данных и как эталон для сравнения с остальными. Для образца № 2 (см. рис. 1, *b*) сначала были прорезаны равноудаленные концентрические канавки, затем нанесено покрытие путем плазменного напыления порошка Al_2O_3 . Для формирования концентрических канавок использовался токарный станок, что является определяющим фактором их формы. Глубина канавок и расстояние между ними – 1 мм. Образец № 3 (см. рис. 1, *c*) был получен путем осаждения из раствора порошка на пластину посредством нагрева наножидкости вода/частицы Al_2O_3 . В этом случае толщина слоя распределения частиц ограничивалась способом нанесения.



Рис. 1. Экспериментальные образцы: *a* – образец без пористого покрытия Al_2O_3 (образец № 1), *b* – образец с концентрическими канавками и плазменным напылением Al_2O_3 (образец № 2), *c* – образец с неравномерным пористым покрытием Al_2O_3 (образец № 3)

Fig. 1. Experimental samples: *a* – sample without a porous Al_2O_3 coating (sample № 1), *b* – sample with concentric grooves and plasma spraying (sample № 2), *c* – sample with uneven porous Al_2O_3 coating (sample № 3)

Установка и рабочая жидкость. Экспериментальная установка (рис. 2), разработанная в лаборатории пористых сред Института тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси, содержит испаритель с размещенной в нем капиллярной структурой и коллекторный конденсатор, включающий в себя паровой и жидкостной коллекторы, которые соединены трубчатой системой. Испаритель и конденсатор сообщаются между собой отдельными трубопроводами для движения пара и жидкости, образующими замкнутый циркуляционный контур. Внутренний объем термосифона после вакуумирования заполняется определенным количеством рабочей жидкости. Работа устройства осуществляется по замкнутому испарительно-конденсационному циклу. Тепло от источника передается через стенку испарителя жидкости и расходуется на ее подогрев и парообразование. Пар устремляется по трубопроводу в конденсатор, межтрубное пространство которого омывается охлаждающей жидкостью, подаваемой из термостата. Пар в конденсаторе конденсируется, и образовавшаяся при этом жидкость возвращается по трубопроводу обратно в испаритель.

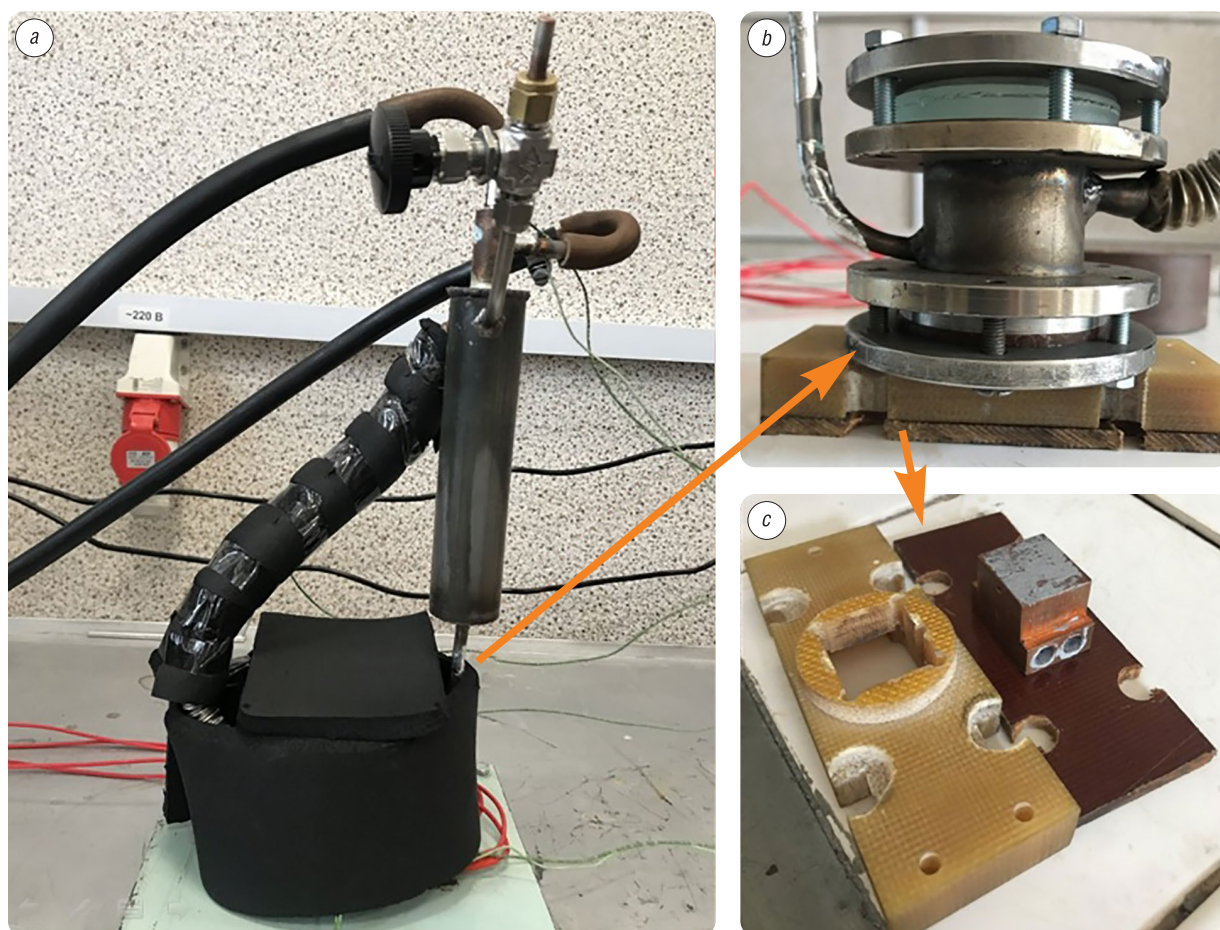


Рис. 2. Экспериментальная установка: *a* – общий внешний вид установки, *b* – испаритель под изоляцией (в верхней части крепится смотровое стекло, в нижней – сменный образец), *c* – медная форма для передачи энергии с цилиндрических электронагревателей и ее теплоизоляция из текстолита

Fig. 2. Experimental setup: *a* – general appearance of the installation, *b* – evaporator under insulation (a sight glass is mounted in the upper part, a replaceable sample in the lower part), *c* – copper mold for transferring energy from cylindrical electric heaters and its thermal insulation from textolite

Экспериментальная установка предназначена для исследования процессов тепло- и массообмена в кольцевых термосифонах, а также исследования влияния поверхности кипения на ее характеристики. Данная установка является новой модификацией кольцевого термосифона, с возможностью производить замену нижней стенки внутренней области испарителя (образцы с различными видами обработки поверхности). Для наблюдения за процессами испарения и кипения рабочей жидкости в испарителе предусмотрено смотровое стекло. Движущей силой переноса является как сила гравитации, так и давление пара внутри термосифона.

Для работы устройства должно выполняться равенство потерь давления пара (ΔP) на местных сопротивлениях в тонких каналах и на линейных участках и величины гидростатического столба жидкости (ρgh) в возвратном канале конденсатора. Соблюдение этого условия является необходимым, но не достаточным критерием для обеспечения высокой теплопроводности, поскольку в режимах высокой нагрузки гидростатический столб может подняться до уровня конденсатора и заблокировать поверхность конденсации, что неизбежно приведет к росту общего термического сопротивления термосифона.

Испытания проводились в горизонтальном положении устройства при температуре воздуха в комнате 22–24 °С.

В процессе испытаний исследовалась зависимость температуры источника тепла и термического сопротивления термосифона от тепловой нагрузки, расхода и температуры охлаждающей жидкости.

Термическое сопротивление испарителя и конденсатора термосифона определялось по следующим формулам:

полное термическое сопротивление устройства

$$R_1 = \frac{T_{\text{ист}} - T_{\text{в}}}{Q}; \quad (1)$$

термическое сопротивление конденсатора

$$R_2 = \frac{T_{\text{п}} - T_{\text{в}}}{Q}; \quad (2)$$

термическое сопротивление испарителя

$$R_3 = \frac{T_{\text{ист}} - T_{\text{п}}}{Q}, \quad (3)$$

где $T_{\text{ист}}$ – температура источника тепла, °С; $T_{\text{в}}$ – температура охлаждающей жидкости, °С; $T_{\text{п}}$ – температура пара, °С; Q – тепловая нагрузка, Вт.

Измерительное оборудование и основные технические параметры устройства. Охлаждение конденсатора термосифона производилось потоком жидкости от термостата LOIP FT-311-25 (ЗАО «Лабораторное оборудование и приборы», Россия) с точностью поддержания температуры $\pm 0,1$ °С, тепло испарителю подавалось от двух электрических нагревателей, встроенных в медный брусок, имеющий тепловой контакт с испарителем термосифона. Точность измерения подаваемого на испаритель источником питания NY10010E (Precision Mastech Enterprises, Гонконг) теплового потока составляла ± 1 %. Материал стенок термосифона – сталь (ГОСТ 380-2005). Поверхность термосифона была покрыта тепловой изоляцией. Температуры на поверхности испарителя, в области нагревателя, парового и жидкостного канала, а также входа и выхода из рубашки охлаждения регистрировались хромель-алюмелевыми термопарами с толщиной провода 0,2 мм. Обработка данных осуществлялась прибором Agilent 34970A (Keysight Technologies, США). Дополнительно производилась калибровка термопар ртутным термометром. Точность измерения температуры составляла $\pm 0,4$ °С. В таблице приведены размеры основных элементов кольцевого термосифона.

Внутренние объемы составных частей термосифона: конденсатора $V_{\text{cond}} = 1,9 \cdot 10^3$ мм³, парового канала $V_{\text{vap}} = 13,6 \cdot 10^3$ мм³, жидкостного канала $V_{\text{liq}} = 1,3 \cdot 10^3$ мм³, испарителя $V_{\text{evap}} = 50,2 \cdot 10^3$ мм³. Таким образом, полный внутренний объем термосифона

$$V = V_{\text{cond}} + V_{\text{vap}} + V_{\text{liq}} + V_{\text{evap}} = 67,0 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Объем заправки термосифона для проведения экспериментов был равен 10–30 мл, или 15–45 % от общего объема термосифона. Экспериментально определенным допустимым рабочим диапазоном заливок термосифона – 15–50 %.

Размеры элементов термосифона

Sizes of thermosyphon elements

Элемент	Внешний диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Длина, мм
Конденсатор	6	1	150
Паровой канал	12	2	270
Жидкостной канал	6	1	100
Испаритель	44	2	40

Методика и результаты исследования. После сборки термосифона и установки экспериментального образца осуществлялась заправка термосифона ацетоном через заправочный штуцер. Для минимизации тепловых потерь на поверхность испарителя термосифона, парового и жидкостного каналов был поставлен слой теплоизоляции. Мощность электрического нагревателя переключалась ступенчато с выходом на стационарное распределение температур. Температура теплоносителя в теплообменнике – рубашке охлаждения контролировалась соединенным с термосифоном термостатом. Благодаря высокой плотности потока жидкости в рубашке охлаждения достигается очень низкая разница температур между его входом и выходом.

Основным параметром, характеризующим условия теплообмена между образцом и рабочей жидкостью в испарителе термосифона, является коэффициент теплоотдачи (h). Интенсивность парообразования (и значение коэффициента теплоотдачи), кроме непосредственно свойств поверхности теплоотдачи, также зависит от теплового потока, свойств рабочей жидкости и давления. Изучение процесса теплоотдачи производится определением зависимости коэффициента теплоотдачи от различных факторов.

В общем случае плотность теплового потока q определяется как

$$q = \frac{\Delta Q_{\tau}}{dF \cdot d\tau}, \quad (4)$$

где ΔQ_{τ} – количество теплоты, отдаваемое элементарной площадкой dF за время $d\tau$.

Средний коэффициент теплоотдачи определяется из уравнения Ньютона–Рихмана:

$$h = \frac{Q}{\Delta T \cdot F} = \frac{q}{\Delta T}, \quad (5)$$

где ΔT – разница температур между стенкой и жидкостью, К; Q – тепловая нагрузка, Вт; F – площадь теплоотдающей поверхности, м²; q – плотность теплового потока, Вт/м².

В качестве рабочей жидкости использовался ацетон. Эксперименты осуществлялись при тепловой нагрузке 5–200 Вт (то есть в пределах рабочего диапазона термосифона) и заданной температуре подаваемой на конденсатор охлаждающей жидкости 40 °С.

Проводилось сравнение зависимости коэффициента теплоотдачи от теплового потока для трех испытуемых образцов при схожих условиях. На рис. 3 представлен график зависимости

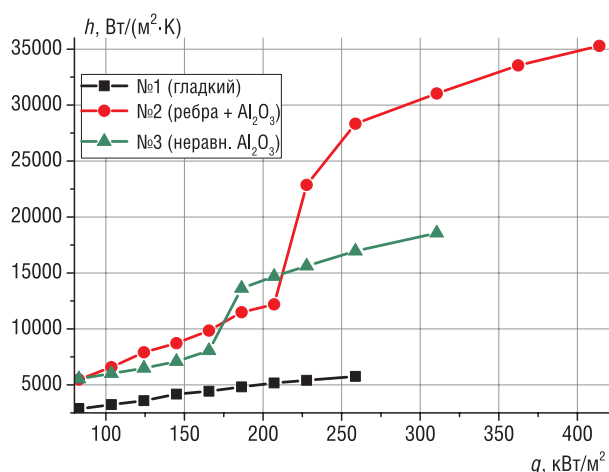


Рис. 3. График зависимости коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока: №1 – образец без пористого покрытия Al_2O_3 , №2 – образец с концентрическими канавками и неравномерным плазменным напылением, №3 – образец с неравномерным пористым покрытием Al_2O_3

Fig. 3. The graph of the dependence of the heat transfer coefficient on the heat flux: №1 – sample without coatings, №2 – sample with concentric grooves and uneven plasma spraying, №3 – sample with uneven porous coating Al_2O_3

коэффициента теплоотдачи от теплового потока для двух образцов №2 и 3 с неравномерным пористым покрытием оксида алюминия. Для сравнения на графике также присутствуют данные для образца без пористого покрытия (образец №1). Объем заправки рабочей жидкостью для всех случаев был в диапазоне 18–25 % от общего объема.

Из графика видно, что модификации поверхностей кипения образцов №2 и 3 позволяют значительно улучшить теплообмен между образцом и рабочей жидкостью в испарителе термосифона. И если на низких плотностях теплового потока $q = 20$ – 50 кВт/м² коэффициент теплоотдачи образцов №2 и 3 превышает в 1,5 раза соответствующее значение для первого образца, то для $q = 180$ кВт/м² эта разница увеличилась уже в 2 раза. Для $q = 250$ кВт/м² значение коэффициентов теплоотдачи второго и третьего образца в 2,9 и 4,8 раз соответственно превышает значение коэффициента теплоотдачи для образца без пористого покрытия. Точные значения коэффициента тепло-

отдачи: образец № 1 – $h_1 = 5760$ Вт/(м²·К), образец № 2 – $h_2 = 28339$ Вт/(м²·К), образец № 3 – $h_3 = 16952$ Вт/(м²·К). Полученные результаты сопоставимы с прогнозируемыми коэффициентами теплоотдачи, приведенными в литературе, и могут быть применены при последующей разработке термосифонов с улучшенными характеристиками испарителя.

Заключение. В ходе исследования влияния обработки поверхности кипения в зоне испарителя термосифона на коэффициент теплообмена, кроме плоского образца испарителя без покрытия, были изучены еще два образца с пористым испарителем различной конфигурации. Для образца № 1 при плотностях подводимого теплового потока 200–250 кВт/м² коэффициент теплообмена составил менее 6000 Вт/(м²·К). Образцы с пористым покрытием различной конфигурации обеспечили существенный прирост теплообмена. Плоский образец с неравномерным пористым покрытием (образец № 3) позволил достичь роста коэффициента теплоотдачи почти в 3 раза, а образец с концентрическими канавками и неравномерным пористым покрытием (образец № 2) – почти в 5 раз по сравнению с образцом испарителя с гладкой поверхностью теплообмена в схожих условиях. Но даже в условиях низких плотностей подводимого теплового потока (менее 100 кВт/м²) было получено увеличение коэффициента теплоотдачи на 50 % по сравнению с термосифонами с гладкой поверхностью теплообмена. Таким образом, применение пористых покрытий из порошка Al₂O₃ теплонагруженной поверхности термосифона позволяет значительно интенсифицировать процесс кипения и улучшить теплообмен.

Результаты работы могут быть использованы при выборе эффективной системы охлаждения с удаленным стоком тепла для мощных компонентов электроники, включая компьютерную технику, а также теплонагруженные компоненты электротранспорта.

Список использованных источников

1. Пародинамические термосифоны и их применение в тепловом оборудовании различного назначения / Л. Л. Васильев [и др.] // Тепло- и массоперенос – 2013: сб. науч. тр. – Минск, 2014. – С. 12–16.
2. Ковалев, С. А. Модель теплообмена при кипении жидкости на пористой поверхности / С. А. Ковалев, С. Л. Соловьев // Теплофизика высоких температур. – 1984. – Т. 22, № 6. – С. 1166–1171.
3. Толубинский, В. И. Теплообмен при кипении / В. И. Толубинский. – Киев: Наук. думка, 1980. – 315 с.
4. Дульнев, Г. Н. Основы теории теплообмена / Г. Н. Дульнев, С. В. Тихонов. – СПб.: СПбГУИТМО, 2010. – 93 с.
5. Mohanty, R. L. A critical review on bubble dynamics parameters influencing boiling heat transfer / R. L. Mohanty, M. K. Das // Renew. Sust. Energ. Rev. – 2017. – Vol. 78. – P. 466–494. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.092>
6. Collier, J. G. Convective Boiling and Condensation / J. G. Collier, J. R. Thome – Oxford Univ. Press, 1994. – 640 p.
7. Cole, R. Bubble frequencies and departure volumes at subatmospheric pressure / R. Cole // AIChE J. – 1967. – Vol. 13, № 4. – P. 779–783. <https://doi.org/10.1002/aic.690130434>
8. Wenzel, U. Saturated Pool Boiling And Sub-Cooled Flow Boiling Of Mixtures: Ph. D. thesis / U. Wenzel. – University of Auckland, 1992.
9. Kim, J. Experimental study of pool temperature effects on nucleate pool boiling / J. Kim, B. D. Oh, M. H. Kim // Int. J. Multiphase Flow. – 2006. – Vol. 32, № 2. – P. 208–231. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2005.09.005>
10. How does surface wettability influence nucleate boiling? Effets de la mouillabilité sur l'ébullition en vase / H. T. Phan [et al.] // Comptes Rendus Mécanique. – 2009. – Vol. 337, № 5. – P. 251–259. <https://doi.org/10.1016/j.crme.2009.06.032>
11. McFadden, P. W. The relation between bubble frequency and diameter during nucleate pool boiling / P. W. McFadden, P. Grassmann // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1962. – Vol. 5, № 3–4. – P. 169–173. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(62\)90009-1](https://doi.org/10.1016/0017-9310(62)90009-1)
12. Zuber, N. Nucleate boiling. The region of isolated bubbles and the similarity with natural convection / N. Zuber // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1963. – Vol. 6, № 1. – P. 53–60. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(63\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(63)90029-2)
13. Ivey, H. J. Relationships between bubble frequency, departure diameter and rise velocity in nucleate boiling / H. J. Ivey // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1967. – Vol. 10. – P. 1023–1040.
14. Кравец, В. Ю. Интенсивность теплоотдачи в зоне испарения двухфазного термосифона / В. Ю. Кравец, В. И. Коньшин, Е. Н. Письменный // МНПК «Современные информационные и электронные технологии», Одесса, 27–31 мая 2013 г. – Одесса, 2013. – С. 30–33.
15. Boiling and quenching heat transfer advancement by nanoscale surface modification / H. Hu [et al.] // Sci. Rep. – 2017. – Vol. 7. – P. 6117. <https://doi.org/10.1038/s41598-017-06050-0>
16. Володин, О. А. Интенсификация теплообмена при кипении и испарении жидкостей на модифицированных поверхностях / О. А. Володин, Н. И. Печеркин, А. Н. Павленко // Теплофизика высоких температур. – 2021. – Т. 59, № 2. – С. 280–312.
17. Литвиненко, В. В. Влияние капиллярно-пористых структур на интенсификацию процессов теплообмена при кипении жидкостей / В. В. Литвиненко // Молодой ученый. – 2019. – № 7 (245). – С. 113–116.

References

1. Vasil'ev L.L., Vasil'ev Leonid L., Zhuravlev A.S., Rabetskii M.I., Shapovalov A.V., Rodin A.V. Parodynamic thermosyphons and their use in thermal equipment for various purposes. *Teplo- i massoperenos – 2013: sbornik nauchnykh trudov* [Heat and Mass Transfer – 2013: Collection of Scientific Papers]. Minsk, 2014, pp. 12–16 (in Russian).
2. Kovalev S.A., Soloviev S.L. Heat transfer model for liquid boiling on a porous surface. *Teplofizika vysokikh temperatur = High Temperature*, 1984, vol. 22, no. 6, pp. 1166–1171 (in Russian).
3. Tolubinsky V.I. *Boiling Heat Transfer*. Kiev, Naukova dumka Publ., 1980. 315 p. (in Russian).
4. Dulnev G.N., Tikhonov S.V. *Foundations of the Theory of Heat Transfer*. St. Petersburg, St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, 2010. 93 p. (in Russian).
5. Mohanty R.L., Das M.K. A critical review on bubble dynamics parameters influencing boiling heat transfer. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, vol. 78, pp. 466–494. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.092>
6. Collier J.G., Thome J.R. *Convective Boiling and Condensation*. Oxford University Press, 1994. 640 p.
7. Cole R. Bubble frequencies and departure volumes at subatmospheric pressure. *AIChE Journal*, 1967, vol. 13, no. 4, pp. 779–783. <https://doi.org/10.1002/aic.690130434>
8. Wenzel U. *Saturated Pool Boiling And Sub-Cooled Flow Boiling Of Mixtures: Ph. D. thesis*. University of Auckland, 1992.
9. Kim J., Oh B.D., Kim M.H. Experimental study of pool temperature effects on nucleate pool boiling. *International Journal of Multiphase Flow*, 2006, vol. 32, no. 2, pp. 208–231. [http://dx.doi.org/10.1016 %2Fj.ijmultiphaseflow.2005.09.005](http://dx.doi.org/10.1016%2Fj.ijmultiphaseflow.2005.09.005)
10. Phan H.T., Caney N., Marty P., Colasson S., Gavillet J. How does surface wettability influence nucleate boiling? Effets de la mouillabilité sur l'ébullition en vase. *Comptes Rendus Mécanique*, 2009, vol. 337, no. 5, pp. 251–259. <https://doi.org/10.1016/j.crme.2009.06.032>
11. McFadden P.W., Grassmann P. The relation between bubble frequency and diameter during nucleate pool boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1962, vol. 5, no. 3–4, pp. 169–173. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(62\)90009-1](https://doi.org/10.1016/0017-9310(62)90009-1)
12. Zuber N. Nucleate boiling. The region of isolated bubbles and the similarity with natural convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1963, vol. 6, no. 1, pp. 53–60. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(63\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(63)90029-2)
13. Ivey H.J. Relationships between bubble frequency, departure diameter and rise velocity in nucleate boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1967, vol. 10, pp. 1023–1040.
14. Kravets V.Yu., Konshin V.I., Pismenniy E.N. Heat-transfer intensity in the heating area of a two-phase thermosyphon. *MNPK "Sovremennye informatsionnye i elektronnye tekhnologii", Odessa, 27–31 maya 2013 g.* [MNPK "Modern Information and Electronic Technologies", Odessa, May 27–31, 2013]. Odessa, 2013, pp. 30–33 (in Russian).
15. Hu H., Xu C., Zhao Y., Ziegler K.J., Chung J.N. Boiling and quenching heat transfer advancement by nanoscale surface modification. *Scientific Reports*, 2017, vol. 7, p. 6117. <https://doi.org/10.1038/s41598-017-06050-0>
16. Volodin O.A., Pecherkin N.I., Pavlenko A.N. Intensification of heat transfer during boiling and evaporation of liquids on modified surfaces. *Teplofizika vysokikh temperatur* [Thermophysics of High Temperatures], 2021, vol. 59, no. 2, pp. 280–312 (in Russian).
17. Litvinenko V.V. Influence of capillary-porous structures on the intensification of heat transfer processes during boiling of liquids. *Molodoi uchenyi* [Young Scientist], 2019, vol. 7 (245), pp. 113–116 (in Russian).

Информация об авторах

Кузьмич Максим Александрович – младший научный сотрудник, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси (ул. П. Бровки 15, 220072, Минск, Республика Беларусь). E-mail: KuzmichMA@hmti.ac.by

Артюх Алена Александровна – инженер, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси (ул. П. Бровки 15, 220072, Минск, Республика Беларусь). E-mail: a.gasporovich@hmti.ac.by

Information about authors

Maxim A. Kuzmich – Junior Researcher, A.V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus (15, P. Brovka Str., 220072, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: KuzmichMA@hmti.ac.by

Aliona A. Artsiukh – Engineer, A.V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus (15, P. Brovka Str., 220072, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: a.gasporovich@hmti.ac.by