

ФИЗИКА

УДК 536.2

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР В ХАРАКТЕРНЫХ СЕЧЕНИЯХ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ ЗАМКНУТОГО ДВУХФАЗНОГО ТЕРМОСИФОНА

Г.В. Кузнецов, А.Е. Нурпейис

Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
г. Томск, Россия
nurpeiis_atlant@mail.ru

Резюме: Представлены результаты экспериментального определения распределений температур в характерных сечениях рабочей зоны замкнутого двухфазного термосифона. Исследования процессов теплопереноса проводились в термосифоне, изготовленном из меди с постоянной площадью поперечного сечения. Высота теплообменника 161 мм, толщина боковых стенок 1,5 мм, нижней стенки 2 мм, внутренний диаметр испарительной части и парового канала 39 мм. По результатам экспериментальных исследований установлена зависимость изменения характерных температур от величины теплового потока, подводимого к нижней крышке термосифона, и коэффициента заполнения. Установлено, что увеличение теплового потока на нижней крышке термосифона приводит к снижению перепада температур по паровому каналу и сокращению времени выхода на стационарный режим работы. Эксперименты показали, что даже при высоких тепловых нагрузках (до 11,2 кВт/м²) перепады температур по высоте термосифона не превышают 9 К.

Ключевые слова: двухфазный термосифон, тепловой поток, теплоперенос, испарение, конденсация, коэффициент заполнения.

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-3-4-136-144

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF TEMPERATURES IN CHARACTERISTIC SECTIONS OF THE WORKING ZONE OF A CLOSED TWO-PHASE THERMOSYPHON

G.V. Kuznetsov, A.E. Nurpeiis
Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russia
nurpeiis_atlant@mail.ru

Abstract: In article, presents the results of experimental determination of temperature distributions in characteristic sections of the working zone of a closed two-phase thermosyphon. A thermosyphon made of copper with a constant cross-sectional area is used to study heat transfer. The height of the heat exchanger is 161 mm, the thickness of the side walls is 1.5 mm, the bottom wall is 2 mm, the internal diameter of the evaporative part and the vapor channel is 39 mm. Experimental results give dependences of the change in the characteristic temperatures on the heat flux supplied to the bottom cover of the thermosyphon and the filling ratio. An increase in the heat flow at the bottom cover of the thermosyphon leads to a decrease in the temperature drop along the vapor channel and a reduction in the time to reach the stationary mode of operation.

Experiments show that even at high thermal loads (up to 11,2 kW/m²) the temperature drops over the height of the thermosyphon do not exceed 9 K.

Keywords: *two-phase thermosyphon, heat flow, heat transfer, evaporation, condensation, filling ratio.*

Введение

Замкнутые двухфазные термосифоны (ТС) как инструмент переброса теплоты из зоны высоких температур энергонасыщенного оборудования известны достаточно давно [1; 2]. Но несмотря на то, что в последние годы происходит заметная интенсификация исследований по изучению процессов теплопереноса в ТС [3; 4], примеров их реального использования в современной технике и технологиях пока мало. Среди многочисленных задач анализа связей характеристик работы термосифонов и их конструктивных параметров наибольшее значение, скорее всего, имеет задача оценки «производительности» их работы (интенсивности теплопереноса) и анализ влияния основных значимых факторов. Основными характеристиками работы термосифонов во многих случаях [5; 6] рассматриваются их эффективная теплопроводность или термическое сопротивление. Но эти характеристики обеспечивают, как правило, только интегральные оценки производительности ТС и не являются базой для анализа закономерностей теплопереноса в таких сложных теплообменниках.

Существенно более значимой для физического анализа является информация по температурным полям характерных зон термосифона. Но в связи с объективными трудностями такого рода измерений в большинстве публикаций приводятся результаты регистрации температур только на отдельных участках внешней поверхности ($T_{\text{п}}$) таких теплообменников [7; 8]. Вследствие же достаточно интенсивного перетока теплоты по корпусу ТС как по поперечной, так и по продольной координатам, измерения $T_{\text{п}}$ недостаточны для анализа процессов, протекающих в зонах испарения и конденсации, а также в паровом канале. Немногочисленные результаты определения температур в самом термосифоне [9; 10] отражают их изменение только в отдельных точках внутренней поверхности этого устройства. Для объективного анализа закономерностей процессов теплопереноса необходима информация о распределениях температур (T) или хотя бы о градиентах T на отдельных участках, соответствующих зонам испарения, транспорта пара и его конденсации. Известные результаты теоретического исследования этих процессов, например, [11–13], получены с использованием сложных математических моделей. Решение задач такого типа трудоемко и требует больших затрат времени. Для упрощения же постановок задач типа [11–13] пока недостаточно экспериментальных данных по закономерностям теплопереноса в термосифонах. Поэтому экспериментальные исследования температурных полей термосифонов актуальны.

Описание экспериментальной установки и методики проведения исследований

Для проведения экспериментальных исследований температурных полей термосифона при различных условиях подвода теплоты разработан стенд [14], принципиальная схема которого показана на рис. 1. Стенд состоит из корпуса термосифона; систем подвода теплоты в зоне испарения и отвода в зоне конденсации, заполнения термосифона теплоносителем; средств регистрации температур – термопар.

При разработке экспериментального стенда основной задачей была достоверная регистрация температур в характерных точках парового канала, зон испарения и конденсации. При постановке эксперимента основные трудности заключались в обеспечении герметичности внутренней полости термосифона, контроля положения термопар и обеспечении стабильных условий подвода теплоты к нижней крышке и отвода с верхней.

В общем случае термосифоны могут использоваться как средство отвода теплоты в аварийных режимах, когда подводимый тепловой поток изменяется с ростом времени. Но этот вариант тепловой нагрузки не является наиболее типичным, поэтому все

экспериментальные результаты выполнялись для стационарных условий подвода теплоты и охлаждения верхней крышки термосифона. Тепловые потоки в характерных сечениях термосифона при этом менялись вследствие роста температур с течением времени. Но тепловой поток к нижней границе нижней крышки выдерживался постоянным.

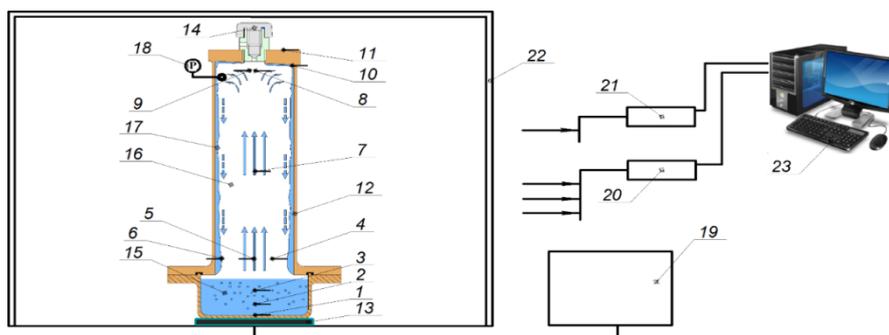


Рис. 1. Схема экспериментального стенда: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 – термопары; 12 – корпус термосифона; 13 – нагревательный элемент; 14 – регулирующий клапан; 15 – рабочая жидкость; 16 – паровой канал; 17 – пленка конденсата; 18 – источник питания; 19 – датчик давления; 20 – аналого-цифровой преобразователь NI 9214; 21 – аналого-цифровой преобразователь NI USB-6001; 22 – стеклянный бокс; 23 – персональный компьютер

Исследования процессов теплопереноса проводились в термосифоне, изготовленном из меди с постоянной площадью поперечного сечения. Высота ТС 161 мм, толщина боковых стенок 1,5 мм, нижней стенки 2 мм, внутренний диаметр испарительной части и парового канала 39 мм. Верхняя крышка теплообменного аппарата выполнена под углом $\gamma = 3^\circ$ к плоскости основания для обеспечения движения конденсата по одной стенке. На крышке термосифона установлен клапан, предназначенный для регулирования в случае необходимости давления в паровом канале и сброса неконденсирующихся газообразных смесей и воздуха в окружающую среду. Подвод теплоты осуществлялся с помощью нагревательного элемента, на который подавалось напряжение (до 100 В) и переменный ток (от 0,04 до 0,2 А) с однофазного автотрансформатора. Измерительная схема установки (рис. 1) позволяла регистрировать одновременно температуры: слоя жидкости на оси симметрии (термопары № 1–3), на нижней границе (термопары № 4–6), в средней части (термопара № 7) и верхней (термопары № 8, 9) границе парового канала, в верхней части вертикальной стенки (термопара № 10), на верхней наружной стенке (термопара № 11). Также регистрировались подводимая мощность и давление в паровом канале термосифона. По результатам предварительных экспериментов установлено, что на работу термосифона достаточно существенно влияют внешние факторы (движение атмосферного воздуха, работа систем вентиляции, температура в помещении и т.д.). По этой причине для снижения последствий влияния таких случайных факторов на результаты исследований ТС размещался в стеклянном боксе 21 (рис. 1).

В процессе исследования применялась классическая методология проведения экспериментов [15], в соответствии с которой определялось влияние каждого значимого фактора. Данный подход, несмотря на достаточно большие временные затраты, был наиболее оправданным при исследовании теплопереноса в термосифоне. В качестве теплоносителей в термосифонах применяют и исследуют разные жидкости [16; 17]. Основным теплоносителем, с которым проводились эксперименты, выбрана дистиллированная вода. Выбор такой жидкости обусловлен рядом факторов. Во-первых, она является взрыво- и пожаробезопасным, а также легкодоступным веществом.

Коэффициент заполнения термосифона определялся по формуле

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{ж}}}{V_{\text{ТС}}},$$

где $V_{\text{ж}}$ – объем теплоносителя, м³; $V_{\text{ТС}}$ – объем термосифона, м³.

Значения коэффициентов заполнения при различных объёмх теплоносителя приведены в таблице.

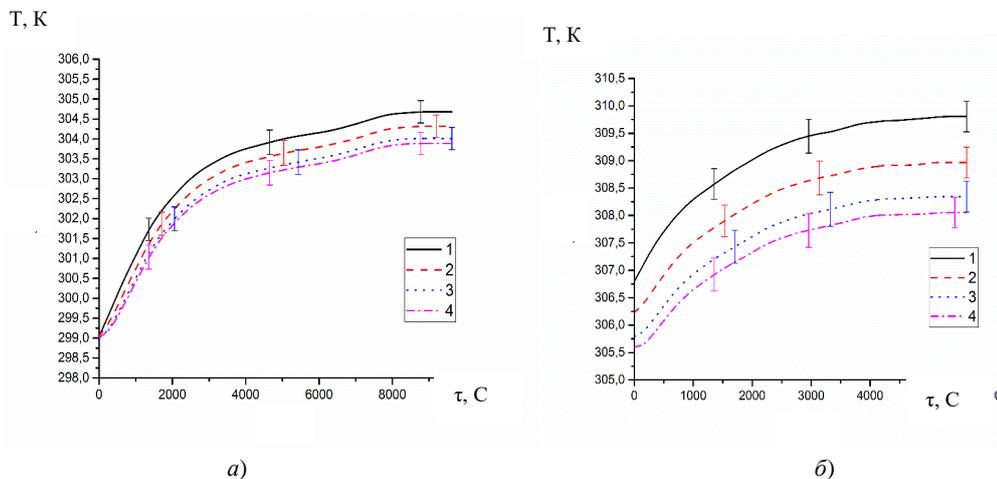
Таблица

Значения коэффициентов заполнения при различных объемах теплоносителя				
$V_{\text{ж}}, \text{см}^3$	7	14	21	28
$\varepsilon, \%$	4	8	12	16

Результаты и обсуждение

На рис. 2 показаны типичные термограммы, полученные при проведении экспериментов в интервале тепловых нагрузок от 0,7 до 20 кВт/м² при заполнении водой полости термосифона ($\varepsilon=4\%$).

Результаты измерений выполнены в исследуемом диапазоне тепловых нагрузок с наиболее приемлемыми интервалами изменения основного варьируемого в экспериментах фактора – q . В соответствии с общей теорией планирования эксперимента [15] интервалы между численными значениями фактора в диапазоне от минимального до максимального значения выбираются такими, чтобы обеспечить адекватность интерпретации по результатам измерений физических закономерностей исследуемого процесса. В рассматриваемом случае важным является то, что во всем диапазоне изменения q от 0,7 до 20, кВт/м² есть значения, соответствующие тепловым нагрузкам конкретному оборудованию разных отраслей техники. В то же время отсутствуют экспериментальные данные по распределениям T в термосифонах и, это главное, о максимальных перепадах температур по паровому каналу. Кроме того, известно, что для каждого термосифона есть предельные тепловые нагрузки, при которых не наступает осушение испарительной части, и эти предельные значения q до настоящего времени определяются только в экспериментах. К вышеизложенному следует добавить, что в настоящее время нет прямых теоретических или экспериментальных доказательств монотонности зависимостей температур в характерных точках зон испарения, транспорта и конденсации от величины теплового потока, поступающего к нижней крышке термосифона. Поэтому интервалы варьирования основного значимого фактора q были выбраны на уровне 0,5–20 кВт/м² во всем диапазоне изменения до предельных значений, соответствующих кипению хладагента.



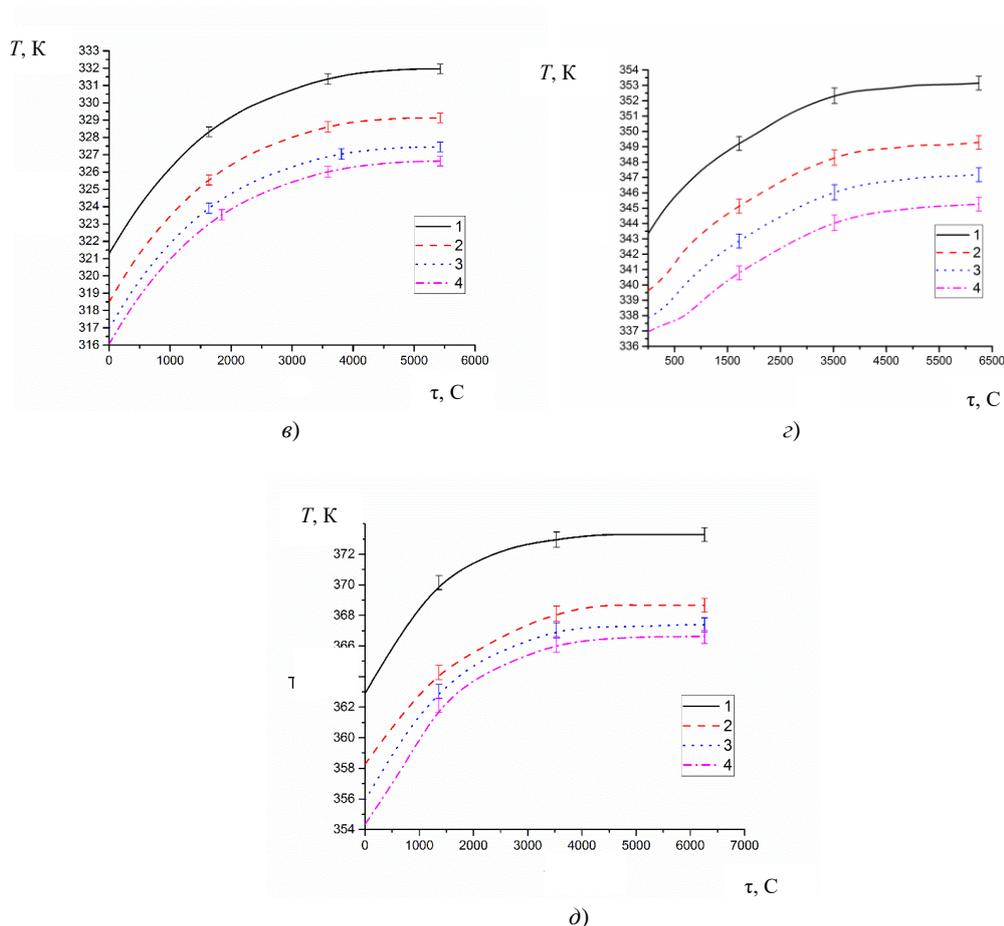


Рис. 2. Зависимости температур в характерных точках от времени при коэффициенте заполнения термосифона 4% и тепловой нагрузке: а) $q=0,7$ кВт/м², б) $q=2,1$ кВт/м²; в) $q=6,3$ кВт/м²; г) $q=11,2$ кВт/м²; д) $q=17,5$ кВт/м² (1 – слой теплоносителя; 2 – нижняя граница парового канала; 3 – центр парового канала; 4 – верхняя граница парового канала)

Анализ показанных на рис. 2 зависимостей температуры в характерных точках от времени показал, что процесс выхода на стационарный режим температурных полей термосифона длительный во всем диапазоне изменения тепловых потоков. Температура во всех точках регистрации растет в диапазоне времени 3000–5000 секунд. Так при $q=0,7$ кВт/м² температура за 4000 с повышается на 4,5 К, а при $q=1,6$ кВт/м² – на 2,5 К. Важным при этом является то, что практически неизменными остаются во всем временном интервале (до 5000 с) разности показаний термопар, расположенных в различных точках парового канала. Например, разность температур между зонами испарения и конденсации (точнее между границами этих зон) составляет от 0,5 до 0,8 К при $q=0,7$ и 1,1 кВт/м² в интервале времени $0 < t < 5000$ с, при $q=1,6$ кВт/м² 0,9 К. Можно отметить, что установленная в экспериментах нестационарность температурных полей внутренней полости термосифона не является значительной и при анализе основных закономерностей работы термосифонов ее можно в первом приближении не учитывать. В то же время необходимо уточнить, что изменение на 2–3 К температур пара и конденсата в паровом канале за 2,5 часа работы обусловлена постепенным прогревом стенок и крышки термосифона. Кроме того, происходит подъем температуры (хотя и незначительный) воды в области нижней крышки,

что приводит к росту температуры поверхности испарения и пара. Установлено, что с увеличением теплового потока изменение T внутри термосифона происходит до начала кипения равномерно во всех его точках по продольной координате, и время выхода на стационарный режим работы сокращается незначительно. Это связано тем, что с ростом тепловой нагрузки интенсифицируются процессы испарения воды и конденсации пара на верхней крышке (частично на боковых поверхностях термосифона).

Ниже показаны зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока, установленные по результатам экспериментов. Такие зависимости необходимы для экспериментальной оценки условий выхода термосифона на аварийный режим. В таком случае происходит осушение верхней поверхности нижней крышки термосифона, и перепад температур по паровому каналу падает до очень малых значений (десятых долей градуса).

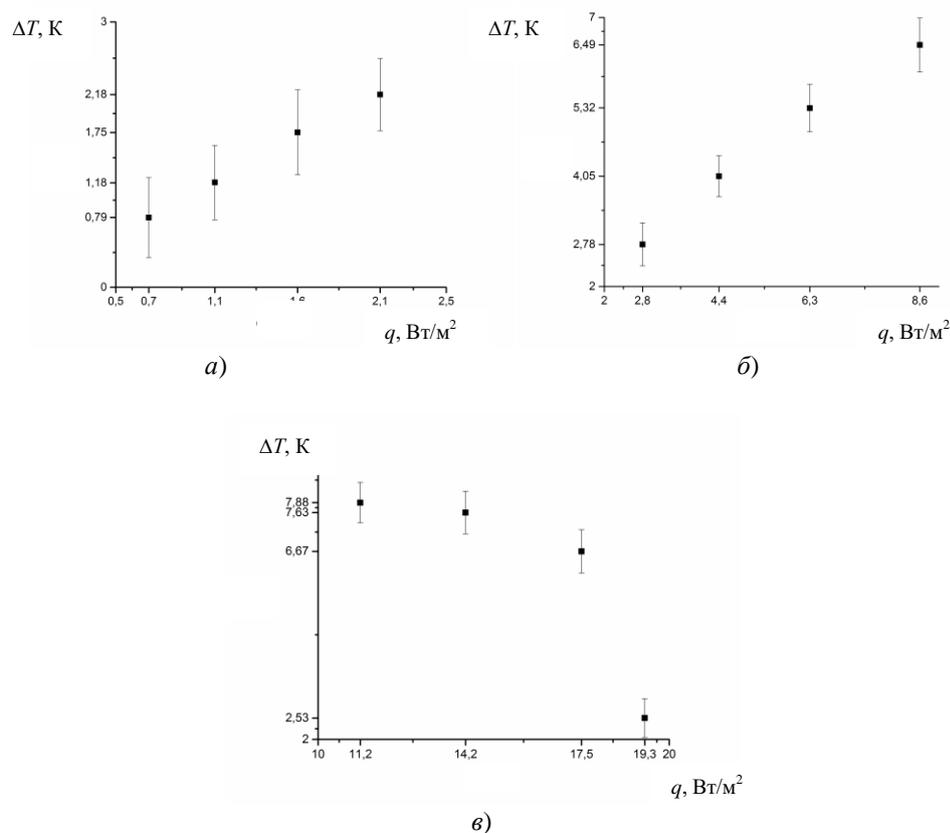


Рис. 3. Зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока при коэффициенте заполнения 4% в диапазоне изменения q от 0,7 до 19,3 кВт/м²

Анализируя зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока на рис. 3, можно сделать вывод, что с ростом q до 10 кВт/м² перепад T между нижней границей термосифона и верхней границей парового канала увеличивается, а затем, начиная с $q=11,2$ кВт/м², падает. Это обусловлено тем, что с ростом тепловых потоков до предельного значения $q=11,2$ кВт/м² последовательно растут температура воды в области нижней крышки, скорость испарения, скорость движения пара и его температура, а также скорость конденсации пара на верхней крышке. При этом, вследствие умеренных температур жидкой и паровой фаз скорость движения пара относительно невелика и перепады T по высоте канала составляют от 0,5 до 8 К. С ростом q до значений, соответствующих кипению

хладагента, скорость парообразования и, соответственно, оттока пара от поверхности раздела фаз растёт. В результате более «горячий» пар быстрее перемещается от нижней крышки термосифона в зону конденсации, происходит более интенсивная конденсация и, соответственно, более интенсивное тепловыделение с ростом (по сравнению с малыми q) температуры конденсата на верхней крышке. Дальнейший рост q приводит к еще большим скоростям парообразования при кипении и конденсации пара на верхней крышке. В результате перепад температур по высоте падает до 2,5 К при $q=19,3$ кВт/м². Полученный результат дает основание для вывода о том, что в режиме кипения, предельном – с одной стороны, и наиболее эффективном – с другой, гидродинамические процессы в паровом канале не играют большой роли в переносе теплоты по ТС. Другими словами, можно предположить, что расчет гидродинамики течения пара, скорее всего, нецелесообразен. Для обоснованного прогноза эффективности теплопереноса в термосифоне достаточно знать скорости испарения хладагента и конденсации пара. В этом случае процедура расчета характеристик процесса теплопереноса в термосифоне может быть существенно упрощена, потому что будет необходимо математическое моделирование только процессов теплопроводности в нижней и верхней крышках ТС, слоях конденсата в его нижней и верхней частях, а также процессов испарения и конденсации на границах раздела фаз. Затраты времени на вычисление основных характеристик процесса при этом могут быть снижены во много раз. Анализ зависимостей рис. 3 показал, что при относительно больших тепловых потоках ($q=19,3$ кВт/м²) перепад температуры в ТС снижается почти в 3 раза по сравнению с тепловым потоком $q=11,2$ кВт/м², что обусловлено, скорее всего, ростом температуры корпуса термосифона и увеличением скорости перетока пара из зоны испарения в зону конденсации.

Заключение

В заключение следует отметить, что зарегистрированные в проведенных экспериментах перепады температур между поверхностями испарения и конденсации в термосифоне дают основание для гипотезы о том, что моделирование температурных полей ТС, скорее всего, возможно с достаточно высокой достоверностью без описания процессов движения пара в паровом канале с использованием сложных моделей гидродинамики на базе уравнений Навье-Стокса [12; 13] или модели Прандтля [11].

Литература

1. Franco A., Filippeschi S. Experimental analysis of closed loop two - phase thermosiphon (CLTPT) for energy systems // *Experimental thermal and fluid science*. 2013. V. 51. P. 302–311.
2. Shokrpour Roudbari M., van Brummelen E. H., Verhoosel C. V. A multiscale diffuse-interface model for two-phase flow in porous media // *Computers and Fluids*. 2016. V. 141. P. 212–222.
3. Jafari D., Franco A., Filippeschi S., Di Marco P., Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016. Vol. 53. P. 575–593.
4. P. Zhang, B. Wang, W. Shi, X. Li, Experimental investigation on two-phase thermosiphon loop with partially liquid-filled downcomer // *Applied Energy*. 2015. Vol. 160. P. 10–17.
5. P. Naphon, P. Assadamongkol, T. Borirak, Experimental investigation of titanium nanofluids on the heat pipe thermal efficiency, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2008, Vol. 35. Issue 10. P. 1316–1319.
6. R. Renjith Singh, V. Selladurai, P.K. Ponkarthik, A. Brusly Solomon. Effect of anodization on the heat transfer performance of flat thermosiphon // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2015. V. 68. P. 574–581.
7. I. Khazaee, R. Hosseini, S.H. Noie, Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyserboiling in a two-phase closed thermosiphon // *Applied Thermal Engineering*. 2010. Vol. 30, Issue 5, P. 406–412.
8. Engin Gedik, Experimental investigation of the thermal performance of a two-phase closed thermosiphon at different operating conditions // *Energy and Buildings*. 2016. Vol.127, P. 1096–1107.

9. Noie S.H., Sarmasti Emami M.R., Khoshnoodi M. Effect of inclination angle and filling ratio on thermal performance of a two-phase closed thermosyphon under normal operating conditions // *Heat Transf Eng.* 2007. V. 28. P. 365–371.

10. Ibrahim E., Moawed M., Bershish N. S. Heat transfer characteristics of rotating triangular thermosyphon // *Heat Mass Transfer.* 2012. V. 48. P. 1539–1548.

11. Кузнецов Г.В., Ситников А.Е. Численный анализ основных закономерностей тепломассопереноса в высокотемпературной тепловой трубе // *Теплофизика высоких температур.* 2002. 898–904.

12. Krasnoshlykov A.S., Kuznetsov G.V. Mathematical modeling of thermal modes of thermosyphons in operation with characteristic heat loads of aircraft equipment batteries // *Russian Aeronautics.* 2017. V. 60 (2). P. 251–256.

13. Nurpeiis A.E., Nemova T.N. The opportunity analyses of using thermosyphons in cooling systems of power transformers on thermal stations // *MATEC Web of Conferences. Heat and mass transfer in the system of thermal modes of energy. Technical and technological equipment.* 2016. V. 72.

14. Feoktistov E.A., Vumpin E.A., Nurpeiis A.E. *MATEC Web of Conf.* 72, 01081 (2016).

15. Семенов Б.А. Инженерный эксперимент в промышленной теплотехнике, теплоэнергетике и теплотехнологиях. Москва: Лань, 2013.

16. Безродный М.К., Сосновский В.И., Алексеенко Д.В. Исследование критических тепловых потоков при кипении фреона – Ii в кольцевых двухфазных термосифонах // *Вопросы радиоэлектроники. Серия ТРТО, 1977. Вып.1. С. 112–120.*

17. 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. V. 30. P. 201–211.

Авторы публикации

Кузнецов Гений Владимирович – д-р физ.-мат. наук, профессор, заведующий кафедрой «Теоретическая и промышленная теплотехника» Томского политехнического университета. E-mail: marisha@tpu.ru.

Нурпейис Атлант Едилулы – ассистент кафедры «Теоретическая и промышленная теплотехника» Томского политехнического университета. E-mail: nurpeiis_atlant@mail.ru.

References

1. Franco A., Filippeschi S. Experimental analysis of closed loop two - phase thermosyphon (CLTPT) for energy systems // *Experimental thermal and fluid science.* 2013. V. 51. P. 302–311.
2. Shokrpour Roudbari M., van Brummelen E. H., Verhoosel C. V. A multiscale diffuse-interface model for two-phase flow in porous media // *Computers and Fluids.* 2016. V. 141. P. 212–222.
3. Jafari D., Franco A., Filippeschi S., Di Marco P., Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications // *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* 2016. Vol. 53. P. 575–593.
4. P. Zhang, B. Wang, W. Shi, X. Li, Experimental investigation on two-phase thermosyphon loop with partially liquid-filled downcomer // *Applied Energy.* 2015. Vol. 160. P. 10–17.
5. P. Naphon, P. Assadamongkol, T. Borirak, Experimental investigation of titanium nanofluids on the heat pipe thermal efficiency, *International Communications in Heat and Mass Transfer.* 2008, Vol. 35. Issue 10. P. 1316–1319.
6. R. Renjith Singh, V. Selladurai, P.K. Ponkarthik, A. Brusly Solomon. Effect of anodization on the heat transfer performance of flat thermosiphon // *Experimental Thermal and Fluid Science.* 2015. V. 68. P. 574–581.
7. I. Khazaei, R. Hosseini, S.H. Noie, Experimental investigation of effective parameters and correlation of geysers-boiling in a two-phase closed thermosyphon // *Applied Thermal Engineering.* 2010. Vol. 30, Issue 5, R. 406–412.

8. Engin Gedik, Experimental investigation of the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon at different operating conditions // *Energy and Buildings*. 2016. Vol.127, P. 1096–1107.
9. Noie S.H., Sarmasti Emami M.R., Khoshnoodi M. Effect of inclination angle and filling ratio on thermal performance of a two-phase closed thermosyphon under normal operating conditions // *Heat Transf Eng.* 2007. V. 28. R. 365–371.
10. Ibrahim E., Moawed M., Berbish N. S. Heat transfer characteristics of rotating triangular thermosyphon // *Heat Mass Transfer*. 2012. V. 48. P. 1539–1548.
11. Kuznetsov G.V., Sitnikov A.E. CHislennyj analiz osnovnyh zakonomernostej teplomassoperenosa v vysokotemperaturnoj teplovoj trube // *Teplofizika vysokih temperatur*, 2002. 898–904.
12. Krasnoshlykov A.S., Kuznetsov G.V. Mathematical modeling of thermal modes of thermosyphons in operation with characteristic heat loads of aircraft equipment batteries // *Russian Aeronautics*. 2017. V. 60 (2). P. 251–256.
13. Nurpeiis A.E., Nemova T.N. The opportunity analyses of using thermosyphons in cooling systems of power transformers on thermal stations // *MATEC Web of Conferences. Heat and mass transfer in the system of thermal modes of energy. Technical and technological equipment*. 2016. V. 72.
14. Feoktistov E.A., Vympin E.A., Nurpeiis A.E. *MATEC Web of Conf.* 72, 01081 (2016).
15. Semenov B.A. *Inzhenernyj eksperiment v promyshlennoj teplotekhnike, teploenergetike i teplotekhnologiyah*. Moskva: Lan', 2013.
16. Bezrodnyj M.K., Sosnovskij V.I., Alekseenko D.V. Issledovanie kriticheskikh teplovykh potokov pri kipenii freona – II v kol'tsevykh dvuhfaznykh termosifonah // *Voprosy radioelektroniki. Seriya TRTO*, 1977. Vyp.1. S. 112–120.
17. 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. V. 30. P. 201–211.

Authors of the publication

Geniy V. Kuznetsov – Tomsk polytechnic university, Doctor of Physical - Mathematical Sciences, Head of Department of thermal theory and engineering. E-mail: marisha@tpu.ru.

Atlant E. Nurpeiis – Tomsk Polytechnic University, Department of thermal theory and engineering, assistant. E-mail: nurpeiis_atlant@mail.ru.

Поступила в редакцию

12 декабря 2017 года.