

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПАРДИНАМИЧЕСКОГО ТЕРМОСИФОНА И ТЕРМОСИФОНА БЕЗ ВНУТРЕННИХ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ ВСТАВОК

А.В. Шаповалов¹, А.В. Родин¹, Л.Л. Васильев², А.С. Журавлев²

ГГТУ им. П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь¹
Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова
Национальной академии наук Беларуси²

Аннотация. В статье представлены результаты экспериментального исследования работы высокоэффективных теплопередающих замкнутых двухфазных устройств – термосифонов, заправленных дистиллированной водой и этиловым спиртом. Описана запатентованная конструкция пародинамического термосифона с кольцевыми каналами в испарителе и конденсаторе и вынесенной переходной зоной. Описана экспериментальная установка и методика проведения исследований, условия проведения экспериментов. Проведено сравнение интенсивности работы классического термосифона цилиндрической конструкции и пародинамического термосифона с внутренним циркуляционным контуром. Предложен способ утилизации тепла от компрессорных установок с помощью рекуператоров на основе двухфазных термосифонов. Показан внешний вид рекуператора с использованием пародинамических термосифонов в качестве теплопроводящих элементов. Представлена система для охлаждения солнечных панелей фотоэлектрических установок.

Ключевые слова: термосифон, термическое сопротивление, рекуператор, компрессор, солнечная панель.

Введение. Проблемы снижения потребления тепловой и электрической энергии предприятиями, повышения КПД промышленных установок и улучшения экологической обстановки весьма актуальны. Одним из рациональных решений является возврат части тепла, выделяемого в технологических процессах, в производственный цикл. С этой целью применяются теплообменники различных типов и конструкций, в том числе и аппараты на основе двухфазных высокоэффективных теплопередающих устройств, работающих по замкнутому испарительно-конденсационному циклу – тепловых труб и термосифонов. За счет интенсивных процессов

испарения и конденсации жидкости внутри такого устройства тепловые трубы и термосифоны имеют минимальные термические сопротивления передачи тепла от зоны нагрева к зоне конденсации.

В отличие от тепловых труб термосифоны не требуют применения при изготовлении сложных капиллярных структур и поэтому отличаются простотой в изготовлении, надежностью в эксплуатации.

При разработке теплообменников-утилизаторов возможно применение тепловых труб и термосифонов как классической конструкции [1, 2, 3], так и с видоизмененными зонами испарения и конденсации [4, 5, 6].

Подробной информации о конструкции теплообменников на основе пародинамических термосифонов и их эффективности в открытой печати найдено не было.

Основная часть. Для определения возможности применения замкнутых двухфазных устройств в эффективных теплообменниках в учреждении образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О.Сухого» была проведена серия экспериментальных исследований для установления распределения температур стенки классического термосифона без внутренних вставок и пародинамического термосифона с кольцевыми мини-каналами в испарителе и конденсаторе (рисунок 1). Эксперименты проводились при разных подводимых тепловых нагрузках к испарителю, различной степени заполнения устройства теплоносителем, и разных углах наклона термосифона к уровню горизонта в вертикальной плоскости [7].

Термосифоны на рисунке 1 изготовлены из меди. Конструкция является разборной. Термосифоны состоят из зоны испарения, транспортной зоны и зоны конденсации. Соединение между зонами выполнено с помощью фланцев. Конденсатор представляет собой медную трубу внешним диаметром 35 мм с толщиной стенки 1,5 мм. Конденсатор охлаждается при помощи принудительной циркуляции воздуха. В пародинамическом термосифоне (рисунок 1б) внутри конденсатора и испарителя соосно закреплены трубы меньшего диаметра. Испаритель, как и конденсатор, изготовлен из медной трубы внешним диаметром 35 мм с толщиной стенки 1,5 мм.

На рисунке 1б показано движение нагретой в испарителе и охлажденной в конденсаторе парожидкостной смеси. Испаритель и конденсатор устройства выполнены в виде цилиндрических кольцевых мини-каналов продолжительной длины. Нагрев и парообразование парожидкостной смеси происходит в цилиндрическом мини-канале испарителя, откуда пар попадает в верхнюю трубу транспортной зоны,

перетекает в конденсатор, где конденсируется в кольцевом мини-канале вследствие отвода тепла от конденсатора термосифона.

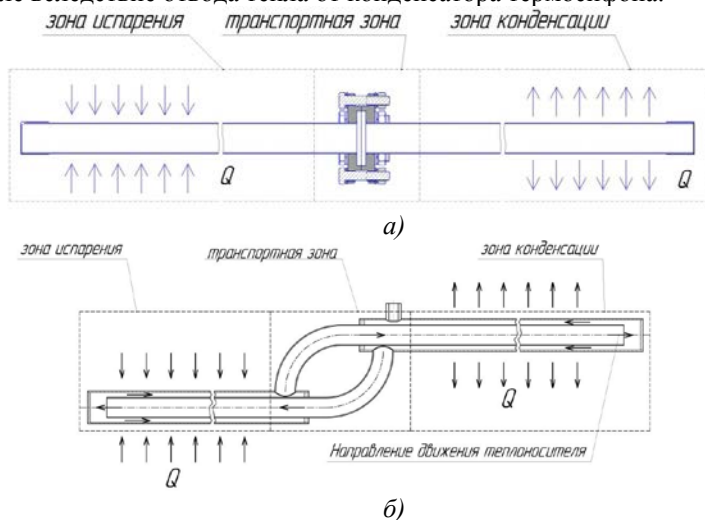
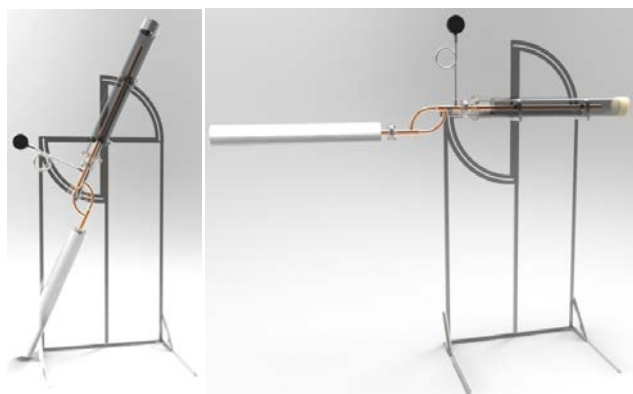


Рисунок 1 – Термосифон классической конструкции (а) и пародинамический термосифон с внутренними цилиндрическими вставками (б)

Конденсат из нижней части конденсатора сливается в испаритель по нижней трубе транспортной зоны, где происходит парообразование в кольцевом мини-канале. Такая схема организации движения парожидкостной смеси при раздельном движении подогретого и охлажденного потоков способствует улучшению условий омывания стенок труб в районе верхней образующей испарителя и конденсатора, и, таким образом, стабилизирует работу термосифона при малых углах наклона. Организация щелевого мини-канала в испарителе способствует облегченных условий закипания теплоносителя.

На рисунке 2 показана экспериментальная установка с различными положениями в пространстве пародинамического термосифона и классического термосифона без внутренних циркуляционных вставок.



a)



б)

Рисунок 2 – Экспериментальная установка:
 а) пародинамический термосифон; б) классический термосифон без внутренних циркуляционных вставок.

Для измерения температуры использовались 9 хромель-копелевых термопар с диаметром проводников 0.2 мм. Термопары устанавливались на внешние поверхности труб. Предварительно места установки были зачищены и обезжирены, для обеспечения лучшего контакта термопары со стенкой испарителя и конденсатора термосифона. Расположение термопар по длине термосифона показано на рисунке 3. Термопары под номерами 1, 2, 3, 4 и 5 установлены на поверхности испарителя устройства: №1 – расположена в торце испарителя, №2, 3, 4 – в разных точках поперечного сечения трубы на

расстоянии 450 мм от края термосифона, №5 – сбоку трубы на расстоянии 900 мм от торца испарителя.

Термопары под номерами 6, 7 и 8 измеряют температуру конденсатора. Термопара №8 установлена на торце испарителя, № 6 и 7 расположены посередине трубы на расстоянии 900 и 450 мм от края конденсатора, соответственно. Термопара 9 предназначена для измерения температуры окружающего воздуха. При необходимости количество термопар может быть увеличено до 12 штук. Сбор информации производится с помощью измерителя-регулятора Сосна-002, с последующей передачей показаний температуры через порт RS-232 на компьютер.

Для регистрации давления и температуры насыщения применяется манометр МП100МС5-1-1,6МПа с классом точности 1,5. Для предотвращения влияния высоких температур на измерительные элементы манометра перед ним установлен отвод.

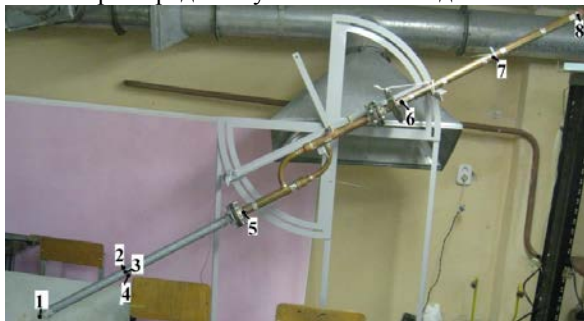


Рисунок 3 – Расположение термопар по длине термосифона.

Методика проведения опытов заключалась в ступенчатом увеличении подводимого теплового потока к испарителю термосифона с определенным интервалом между приращениями тепловой нагрузки для стабилизации изменяющихся параметров. Охлаждение зоны конденсации производилось вентилятором в кожухе кольцевого канала при постоянном расходе воздуха. Кипение в испарителе происходило в щелевом кольцевом канале между трубами 35x1,5 и 26x1,5.

Термическое сопротивление термосифона R рассчитывалось по формуле:

$$R = \frac{t_H - t_K}{q}, \text{ (}^\circ\text{C м}^2\text{)/Вт} \quad (1)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²; t_H – температура в начале исследуемого участка термосифона, °C; t_K – температура в конце исследуемого участка термосифона, °C.

Была проведена серия экспериментальных исследований работы термосифона без внутренних циркуляционных вставок при изменении различных параметров. В процессе экспериментов изменялись подводимая к термосифону тепловая нагрузка, степень заправки устройства теплоносителем и положение термосифона в пространстве. В качестве теплоносителей были выбраны дистиллированная вода, фреон R134a и этиловый спирт.

Условия проводимых экспериментов:

объем заправляемой рабочей жидкости (воды, фреона R134a и этилового спирта) – 250 мл (1/4 объема испарителя), 500 мл (1/2 объема испарителя), 750 мл (3/4 объема испарителя); угол наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости – 0°; 30°; 45°; подводимая тепловая нагрузка к испарителю: от 148,5 до 490,5 Вт (от 1642 до 5423 Вт/м²).

На рисунке 4 представлены результаты исследований в виде графиков с распределением температур по длине пародинамического термосифона для горизонтального положения устройства (угол наклона – 0°). Отрезок на графике с изменением длины от 0 до 900 мм относится к зоне испарения термосифона, отрезок от 1600 до 2500 мм – к зоне конденсации.

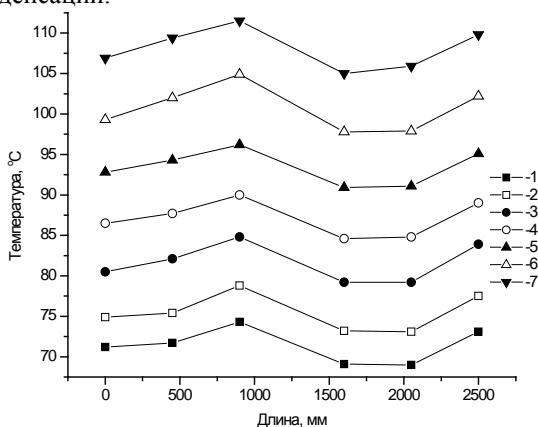


Рисунок 4 – Изменение температуры стенки пародинамического термосифона по длине для наиболее стабильных режимов работы при различной подводимой нагрузке:

теплоноситель – вода, объем заправки 250 мл, угол наклона термосифона 0 град: 1 – $Q = 228$ Вт, 2 – $Q = 266$ Вт, 3 – $Q = 303$ Вт, 4 – $Q = 355$ Вт, 5 – $Q = 394$ Вт, 6 – $Q = 439$ Вт, 7 – $Q = 486$ Вт

Для всех тепловых нагрузок и разной степени заполнения водой устройства установлено повышение температуры стенки по

направлению движения теплоносителя в кольцевом мини-канале испарителя и уменьшение температуры стенки по направлению движения парожидкостной смеси в кольцевом мини-канале конденсатора. Характерное распределение температур было установлено и для разных углов наклона устройства. Повышение температуры стенки по направлению движения теплоносителя в кольцевом мини-канале испарителя может быть объяснено увеличением доли пара в объеме парожидкостной смеси на участках, близких к транспортной зоне устройства.

Уменьшение температуры конденсата по направлению движения парожидкостной смеси в кольцевом мини-канале конденсатора предположительно связано с тем, что весь поступивший пар в конденсатор полностью конденсируется, а образовавшийся конденсат продолжает охлаждаться. Это негативно влияет на процесс теплообмена, так как слой переохлажденного конденсата в кольцевом канале конденсатора представляет собой достаточное сопротивление и снижает интенсивность теплообмена от теплоносителя к внутренней стенке конденсатора.

В результате анализа экспериментальных данных было установлено, что влияние угла наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости наблюдается в интервале низких подводимых тепловых нагрузок до 350 Вт и для степени заправки термосифона – 500 мл (рисунок 5а). При увеличении угла наклона фиксировалось незначительное увеличение интенсивности теплообмена, как в зоне испарения, так и в зоне конденсации, и как следствие – уменьшение температуры стенок. При объеме заправки 500 мл термосифон работает более эффективно, так как трубка, возвращающая конденсат, полностью заполнено жидкостью, что создает гидравлический затвор и препятствует опрокидыванию циркуляции. Угол наклона при объеме заправки равном 250 мл не влияет на интенсивность теплообмена при работе термосифона (рисунок 5б).

На рисунке 6, 7 и 8 представлено сравнение средних температур и термических сопротивлений классического и пародинамического термосифонов при заправке дистиллированной водой и этиловым спиртом.

На графиках отчетливо видно различие в термических сопротивлениях и средних температурах стенки между классическим и пародинамическим термосифоном. Зафиксированы более высокие значения средних температур стенки и термических сопротивлений классического термосифона без внутренних циркуляционных вставок по сравнению с пародинамическим термосифоном. Это связано с тем,

что коэффициенты теплоотдачи в кольцевом зазоре пародинамического термосифона значительно выше, чем в свободном объеме классического устройства. И это различие более выражено с увеличением подводимой тепловой нагрузки. Эффективность работы термосифона, заправленного водой, выше чем при заправке этиловым спиртом. Это связано с лучшими теплофизическими параметрами воды. Использование этилового спирта в качестве теплоносителя позволяет расширить диапазон работы устройств в области малых тепловых нагрузок.

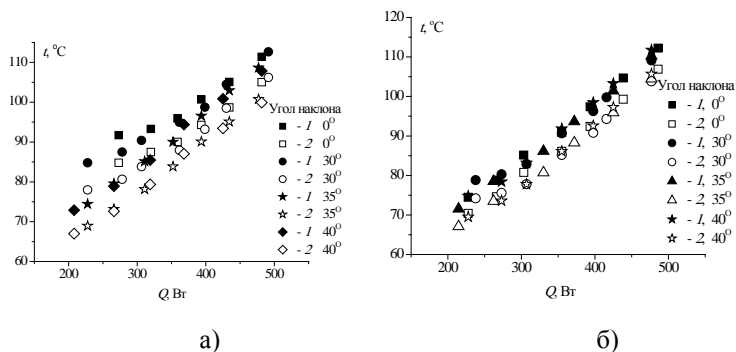


Рисунок 5 – Средние температуры стенки испарителя и конденсатора в зависимости от подводимой тепловой мощности Q и угла наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости (теплоноситель – вода; а) – объем заправки 500 мл; б) – объем заправки 250 мл; 1 – испаритель; 2 – конденсатор)

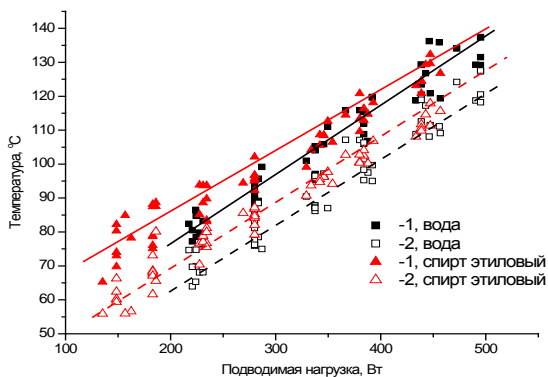


Рисунок 6 – График изменения средней температуры испарителя и конденсатора от подводимой нагрузки классического термосифона (сплошная линия – усредняющая линия испарителя;

пунктирная линия – усредняющая линия конденсатора; 1 – испаритель;
2 – конденсатор)

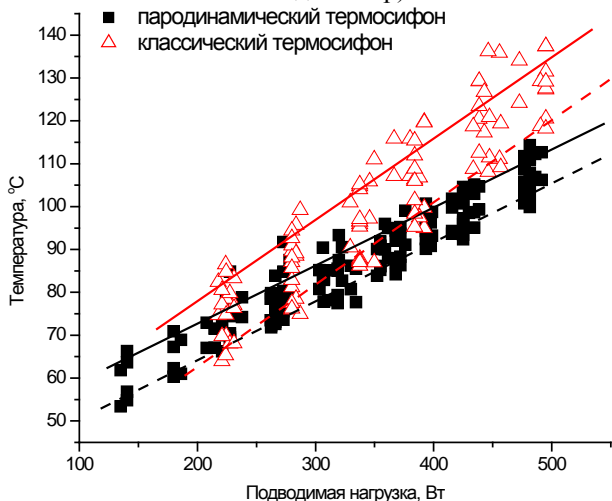


Рисунок 7 – График изменения средней температуры испарителя и конденсатора от подводимой нагрузки классического и пародинамического термосифона (сплошная линия – усредняющая линия испарителя; пунктирная линия – усредняющая линия конденсатора)

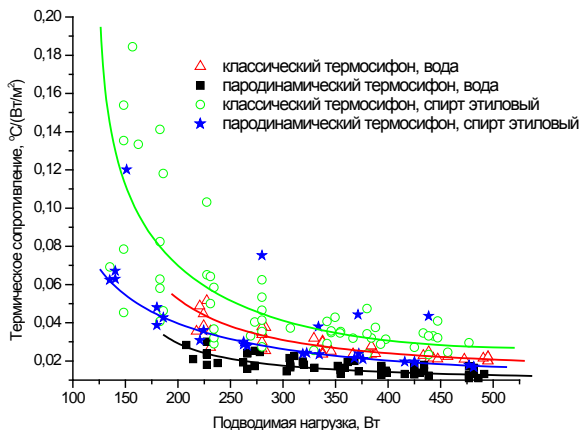


Рисунок 8 – Термическое сопротивление от подводимой нагрузки классического и пародинамического термосифона

Так как пародинамический термосифон имеет более широкие диапазоны эффективной работы в вертикальном положении, а также меньшее термическое сопротивление по сравнению с классическим термосифоном (рисунок 8), расширяются возможности его применения. Одним из направлений применения пародинамических термосифонов с внутренними цилиндрическими вставками является утилизация тепла от компрессорных установок с помощью рекуператоров.

В установках по производству сжатого воздуха нужно обеспечить эффективное охлаждение, надежно отводящее количество избыточного тепла от компрессоров.

Согласно законам технической термодинамики, сжатие газа сопровождается повышением его температуры. Конечную температуру газа (после сжатия) можно определить согласно соотношению из технической термодинамики:

$$T_{кон} = T_{нач} \cdot n^{\frac{k-1}{k}} \quad (2)$$

где $T_{нач}$ и $T_{кон}$ – начальная и конечная температура газа, соответственно; n – степень повышения давления газа; k – показатель адиабаты сжимаемого газа.

По различным оценкам [8] количество отведённого тепла в единицу времени, которое отводится от сжимаемого газа в процессе сжатия и его подготовки перед подачей потребителю, может достигать до 90% от мощности привода компрессора.

Температура газа после сжатия в ступени компрессора может находиться в широких пределах и достигать 210 °С и выше. Количество тепла, отводимого от компрессорной установки, находится в диапазоне от 60 до 90 % от подводимой электрической энергии [8].

Избыточное тепло можно полезно утилизировать для целей подогрева горячей воды либо воздуха на нужды отопления помещений и производственных цехов. В настоящее время тепло от многих установок просто сбрасывается в атмосферу и полезно не используется.

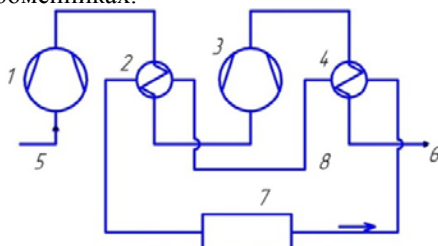
Количество тепла, которое отводится от сжатого газа теплообменными аппаратами, можно оценить по зависимости:

$$Q = G \cdot \Delta h \quad (3)$$

где Q – тепловая нагрузка на теплообменник [кВт]; G – массовый расход сжатого воздуха [кг/с]; Δh – разность энтальпии сжатого воздуха на входе и на выходе из теплообменника [кДж/кг].

Схема утилизации тепла от компрессоров представлена на рисунке 9. В системе воздушного охлаждения с промежуточным

теплоносителем сжатый воздух охлаждается в промежуточном и конечном теплообменниках.



1 – первая ступень сжатия; 2 – промежуточный охладитель между первой и второй ступенью; 3 – вторая ступень сжатия; 4 – конечной охладитель; 5 – вход воздуха в первую ступень; 6 – подача воздуха потребителю; 7 – потребитель утилизированного тепла; 8 – контур промежуточного теплоносителя

Рисунок 9 – Схема утилизации тепла от компрессоров

В качестве промежуточного и конечного теплообменников можно использовать теплообменники на основе пародинамических термосифонов. Конструкция эффективных теплопередающих элементов разработана и запатентована [9] на кафедре «Промышленная теплоэнергетика и экология» учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О.Сухого». Проводятся исследования по изучению эффективности теплообмена внутри пародинамических термосифонов и проектированию теплообменных аппаратов на их основе. Схема такого теплообменника представлена на рисунке 10.

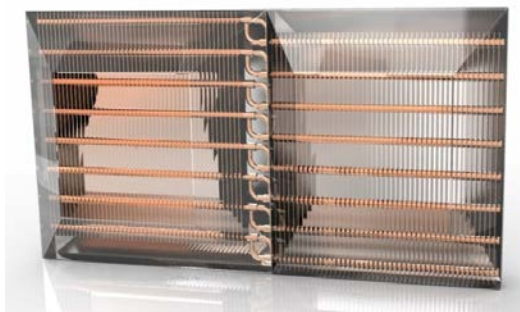


Рисунок 10– Рекуператор на основе пародинамического термосифона

Еще одно направление применения пародинамического термосифона в промышленности – это охлаждение панелей солнечных

батарей на основе кристаллов кремния. При нагреве данных панелей свыше температуры 55 °С происходит падение эффективности работы. При нагреве на 1 °С эффективность панели падает на 0,5%, что является существенным снижением. В свою очередь панели от энергии солнца могут нагреваться до температур 120-130 °С.

Для применения пародинамических термосифонов в качестве охлаждающих элементов солнечных панелей, конструкцию их необходимо изменить таким образом, чтобы зона конденсации находилась в теневой области панели. Внешний вид устройства представлен на рисунке 11.

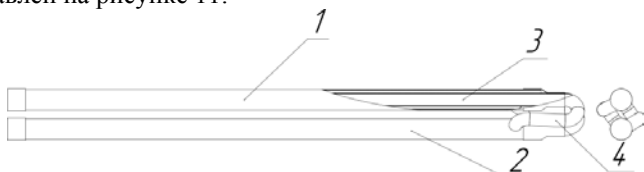


Рисунок 11 – Пародинамический термосифон для охлаждения солнечных панелей:

1 – зона конденсации; 2 – зона испарения; 3 – внутренняя циркуляционная труба; 4 – транспортная зона.

Внешний вид солнечной панели в сборе с термосифонами представлен на рисунке 12.

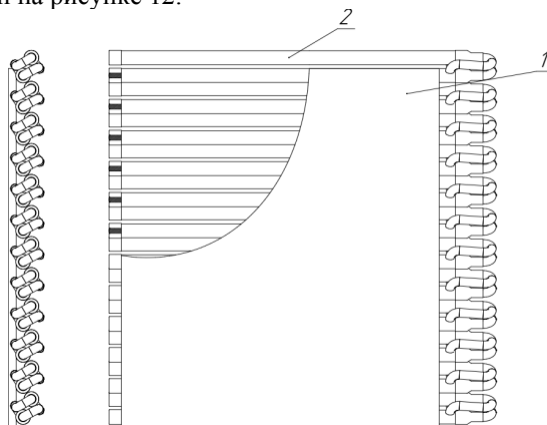


Рисунок 12 – Солнечная панель с термосифонами:

1 – солнечная панель; 2 – пародинамический термосифон.

Выводы. Из результатов исследований процесса теплообмена при парообразовании и конденсации модельных жидкостей (дистиллированной воды, этилового спирта) в классическом и пародинамическом термосифонах, проведенных с целью разработки

эффективных теплообменных аппаратов, имеющих различное технологическое назначение, можно сделать следующие заключения:

1. Получено распределение температур стенки по длине испарителя и конденсатора классического и пародинамического термосифонов при величине подводимых тепловых нагрузок к испарителю от 1640 до 5400 Вт/м², при степени заполнения устройства рабочими жидкостями 250 мл (1/4 объема испарителя) и 500 мл (1/2 объема испарителя), и углах наклона термосифонов к уровню горизонта в вертикальной плоскости 0°; 30°; 45°.

2. Установлено, что изменение положения термосифона в пространстве в вертикальной плоскости в диапазоне увеличения угла наклона от 0° до 40° при объеме заправки теплоносителем, равном 250 мл и 500 мл не оказывает существенного влияния на интенсивность теплообмена при работе термосифона. Влияние угла наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости наблюдается в интервале низких подводимых тепловых нагрузок до 350 Вт и для степени заправки термосифона – 500 мл (1/2 объема испарителя). При увеличении угла наклона фиксировался незначительный рост интенсивности теплообмена, как в зоне испарения, так и в зоне конденсации, и как следствие – уменьшение температуры стенок ориентировочно на 5° С;

3. Оптимальный объем жидкости внутри устройства должен быть не менее 1/2 объема испарителя.

4. Использование этилового спирта в качестве теплоносителя позволяет расширить диапазон работы устройств в области малых тепловых потоков. Температура начала работы термосифона на этиловом спирте – 65 °С, на дистиллированной воде – 75 °С.

Список использованных источников:

1. Тепловая труба: пат. №10263 U, F 28 D 15/00/ В.В Мазюк; заявл. 26.12.2013. опубл. 30.08.2014. Официальный бюллетень 4/2014 (99)

2. Тепловая труба: пат. №8025 U, F 28 D 15/00/ В.В Докторов, В.В. Мазюк, А.Л. Рак; заявл. 21.09.2011. опубл. 28.02.2012. Официальный бюллетень 1/2012 (84)

3. Тепловая труба: пат. №8026 U, F 28 D 15/00/ В.В Докторов, В.В. Мазюк, А.Л. Рак; заявл. 21.09.2011. опубл. 28.02.2012. Официальный бюллетень 1/2012 (84)

4. Устройство для охлаждения и замораживания грунта: пат. №10929 U, E 02 D 3/12/ В.П. Чернюк, П.С. Пойта, Е.И. Шляхова, В.Н. Пчелин; заявл. 27.07.2015. опубл. 28.02.2016. Официальный бюллетень 1/2016 (108)

5. Система охлаждения светодиодного светильника: пат. №9179 U, F 28 D 15/00/ В.В. Мазюк; заявл. 01.11.2012. опубл. 30.03.2013. Официальный бюллетень 2/2013 (91)

6. Термосифон, нечувствительный к положению в пространстве: пат. №9180 U, F 28 D 15/00/ В.В. Мазюк; заявл. 01.11.2012. опубл. 30.03.2013. Официальный бюллетень 2/2013 (91)

7. Васильев Л.Л., Шаповалов А.В., Родин А.В., Журавлёв А.С. Экспериментальное исследование пародинамического термосифона с кольцевыми каналами в испарителе и конденсаторе // Тепло- и массоперенос–2015. Сб. научн. трудов. Минск: ИТМО имени А.В. Лыкова НАН Беларуси, 2016 – С. 18–23.

8. Денисов-Винский Н.Д. Тепло компрессорных установок // МегаПаскаль. Апрель, 2011. №2 – С. 6–8.

9. Термосифон: пат. №11072, F 28 D 15/00/ А.В. Родин, А.В. Шаповалов; заявл. 20.11.2015; опубл. 30.06.2016.. Официальный бюллетень 3/2016 (110)

А.В. Шаповалов, к.т.н., доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика и экология», Республика Беларусь, г. Гомель, ГГТУ им. П.О. Сухого

А.В. Родин, ассистент кафедры «Промышленная теплоэнергетика и экология», Республика Беларусь, г. Гомель, ГГТУ им. П.О. Сухого

Л.Л. Васильев, д.т.н., профессор, ведущий научный сотрудник, Республика Беларусь, г. Минск, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси

А.С. Журавлев, к.т.н., главный научный сотрудник, Республика Беларусь, г. Минск, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси

THE STUDY OF THE OPERATION OF THE PARODYNAMIC THERMOSIPHON AND THE THERMOSIPHON WITHOUT INNER CIRCULATION LOOPS

A.V.Shapovalov, A.V.Rodin, L.L.Vasiliyev, A.S .Zhuravlev

Abstract. The article presents the results of an experimental study of the performance of high-efficiency heat transfer closed two-phase devices –

thermosiphons filled with distilled water and ethyl alcohol. A patented design of a steam-dynamic thermosiphon with annular channels in an evaporator and a condenser and a transferred transition zone is described. The experimental setup and the procedure for conducting the research, the conditions for conducting the experiments are described. A comparison is made between the intensity of the classical thermosiphon work of a cylindrical structure and the parodynamic thermosiphon with an internal circulation loop. A method for utilizing heat from compressor plants using recuperators based on two-phase thermosiphons is proposed. The external view of the recuperator using parodynamic thermosiphons as heat-conducting elements is shown. A system for cooling solar panels of photovoltaic installations is presented.

Keywords: thermosiphon, thermal resistance, recuperator, compressor, solar panel

A.V.Shapovalov, ph.d., Associate Professor of the department "Industrial Energy and Ecology", the Republic of Belarus, Gomel, The Gomel State Technical University named after P.O. Sukhoi, a_v_shapovalov@gstu.by

A.V.Rodin, assistant of the department "Industrial Energy and Ecology", the Republic of Belarus, Gomel, The Gomel State Technical University named after P.O. Sukhoi, a_v_rodin@gstu.by

L.L.Vasiliyev, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Researcher, the Republic of Belarus, Minsk, The Institute of Heat and Mass Transfer named after A.V. Lykov, the National Academy of Science of Belarus, lvasil@hmti.ac.by

A.S. Zhuravlev, ph.d., leading researcher the Republic of Belarus, Minsk, The Institute of Heat and Mass Transfer named after A.V. Lykov, the National Academy of Science of Belarus, zhuravl@hmti.ac.by