

УДК 536.24

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРОДИНАМИЧЕСКОГО ТЕРМОСИФОНА

**А. В. ШАПОВАЛОВ, А. В. РОДИН, Р. Н. ЖИХАРЕВ**

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

### **Введение**

Успешное решение задач утилизации тепла и повышения эффективности теплоиспользующих установок во многих случаях возможно с помощью аппаратов на основе теплопередающих устройств, работающих по замкнутому испарительно-конденсационному циклу – замкнутых двухфазных термосифонов. Эти устройства получили распространение благодаря таким преимуществам, как автономность работы, отсутствие насосов для перекачки теплоносителя, высокой интенсивности внутренних процессов теплопереноса и др.

Целью работы является получение экспериментальных данных исследования работы пародинамического термосифона для определения термического сопротивления устройства.

По сравнению с тепловыми трубами термосифоны не требуют применения сложных капиллярных структур и поэтому отличаются простотой в изготовлении, надежностью в эксплуатации, обладают высокими показателями максимальной теплопередающей способности.

Несмотря на внешнюю простоту термосифонов, их эффективное использование на практике наталкивается на трудности, связанные с недостаточной изученностью процессов внутреннего теплопереноса и, в первую очередь, явлений, ограничивающих теплопередающую способность при их работе в горизонтальном или слабонаклонном положении в пространстве.

Решение указанной проблемы в работе термосифонов классической конструкции возможно найти при организации процессов испарения и конденсации теплоносителя в условиях щелевого канала внутри термосифона, что позволяет разделять потоки паровой и жидкой фазы для уменьшения гидравлических сопротивлений. Данный способ интенсификации теплообмена нашел применение в пародинамических термосифонах.

В таких устройствах пар выступает в роли движущей силы, которая проталкивает конденсирующуюся жидкость из зоны конденсации в зону испарения. Такая конструкция позволяет работать термосифону в горизонтальном положении с достаточно продолжительной зоной конденсации.

В литературных источниках материал по исследованию пародинамических термосифонов практически отсутствует, а имеющиеся данные других авторов только частично описывают работу данного типа устройств. Например, в работах сотрудников лаборатории пористых сред Института тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси под руководством профессора Л. Л. Васильева проведены детальные исследования процесса теплообмена в кольцевом зазоре конденсатора пародинамиче-

ского термосифона, в испарителе исследованного термосифона кольцевой канал отсутствовал [1].

Процессы, протекающие в полости пародинамического термосифона, аналитически описать весьма сложно. Поэтому возникает необходимость в проведении детальных экспериментальных исследований для установления оптимальных режимов работы данных устройств и разработки методов определения их характеристик.

В промышленности такие устройства применяются для утилизации тепла от промышленных установок или систем кондиционирования воздуха. Еще одно направление применения – это стабилизация температуры в различных точках замкнутого объема.

Температурный диапазон применения устройства зависит от типа заправленного теплоносителя и степени вакуумирования полости термосифона.

### Описание экспериментальной установки. Квалификационные испытания экспериментального стенда

Для исследования процессов, протекающих в полости пародинамического термосифона, на кафедре «Промышленная теплоэнергетика и экология» Учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого» был создан экспериментальный стенд (рис. 1–3).

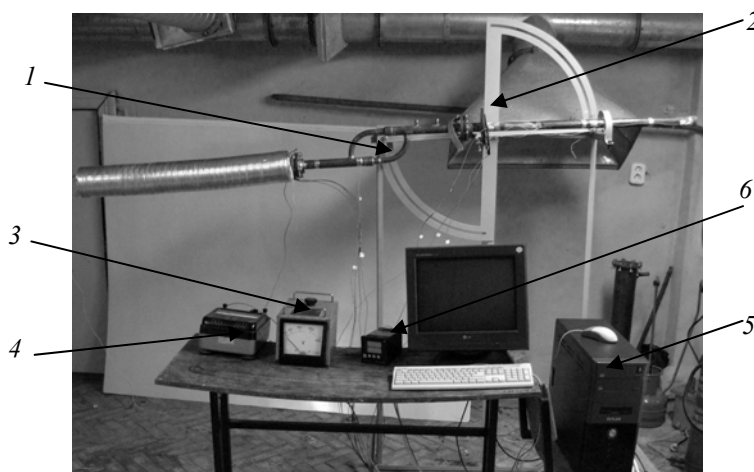


Рис. 1. Экспериментальный стенд для исследования работы пародинамического термосифона:

1 – пародинамический термосифон; 2 – стойка; 3 – лабораторный автотрансформатор;  
4 – амперметр; 5 – ЭВМ; 6 – измеритель-регулятор Сосна-002

На стойке 2, которая обеспечивает поворот от горизонтального до строго вертикального положения, установлен пародинамический термосифон 1. Для подвода теплового потока к испарителю служит спиральный электрический нагреватель. Подводимая мощность к нагревателю регулировалась с помощью лабораторного автотрансформатора 3. О величине мощности можно судить по показаниям амперметра 4 типа М1104 и вольтметра М1108, установленного на лабораторном трансформаторе 3.

Пародинамический термосифон показан на рис. 2. Рабочий участок изготовлен разборным, выделяя в отдельные части испаритель 1, транспортную зону 2 и конденсатор 3. Соединение между ними выполнено с помощью фланцев 4. Конденсатор представляет собой медную трубу внешним диаметром 35 мм и толщиной стенки 1,5 мм. На трубе устанавливается водяной кожух охлаждения 5. Внутри конденсатора и испа-

рителя соосно установлена труба меньшего диаметра  $b$ . Это необходимо для разделения потоков пара и конденсата, что приводит к улучшению теплопередающих характеристик аппарата. Данная конструкция обеспечивает передачу тепла в горизонтальном положении на большие расстояния. Испаритель, как и конденсатор, изготовлен из трубы, внешний диаметр которой также 35 мм и с толщиной стенки 1,5 мм. Внутренняя труба в испарителе выполняет ту же роль, что и в конденсаторе.

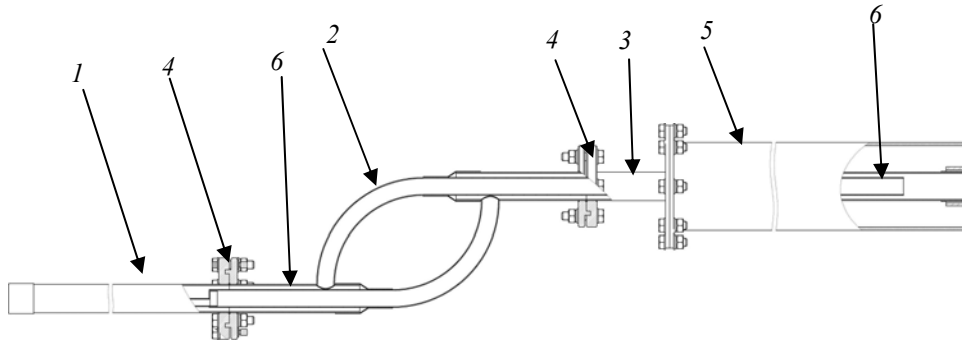


Рис. 2. Пародинамический термосифон:  
1 – испаритель; 2 – транспортная зона; 3 – конденсатор; 4 – фланцы;  
5 – кожух охлаждения; 6 – внутренние трубки

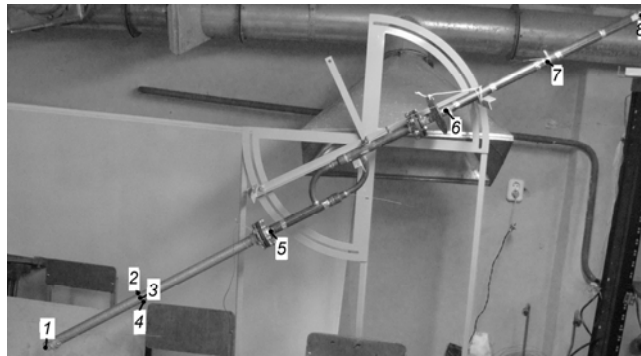


Рис. 3. Расположение термопар по длине термосифона

Методика проведения опытов заключалась в ступенчатом увеличении теплового потока с определенной выдержкой между двумя приращениями тепловой нагрузки. Этот интервал во времени необходим для стабилизации изменяющихся параметров. Охлаждение зоны конденсации производилось каналным вентилятором при постоянном расходе равном  $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Кипение в испарителе происходило между трубами  $35 \times 1,5$  и  $26 \times 1,5$ .

В качестве изменяемых параметров были выбраны объем заправляемого теплоносителя и угол поворота термосифона относительно горизонтальной плоскости.

Термическое сопротивление  $R$  рассчитывалось по формуле

$$R = \frac{t_n - t_k}{q}, \frac{^\circ\text{C} \cdot \text{м}^2}{\text{Вт}}, \quad (1)$$

где  $q$  – теплового поток, отнесенный к единице площади поверхности,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  $t_n$  – температура в начале исследуемого участка термосифона,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_k$  – температура в конце исследуемого участка термосифона,  $^\circ\text{C}$ .

Перед проведением основных экспериментов была выполнена серия квалификационных испытаний с целью подтверждения достоверности методики исследований. Были получены экспериментальные данные по термическому сопротивлению зоны конденсации пародинамического термосифона в диапазоне плотности теплового потока через поверхность нагрева 3–8 кВт/м<sup>2</sup>, в интервале температур насыщения от +80 до +130 °С. Полученные результаты удовлетворительно согласуются с данными, опубликованными в литературе [2], что позволяет сделать заключение о надежности выбранной методики исследования и достоверности полученных результатов. Результаты квалификационных испытаний по термическому сопротивлению зоны конденсации пародинамического термосифона представлены на рис. 4.

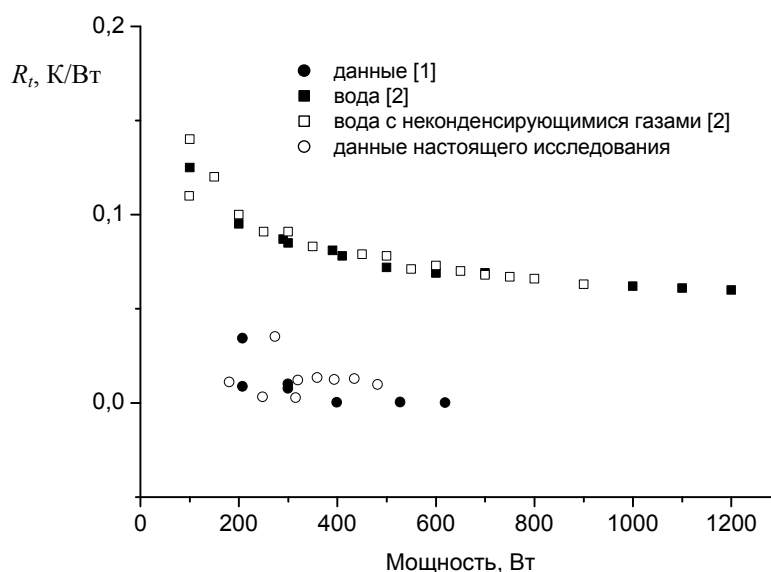


Рис. 4. Сравнение экспериментальной зависимости  $R_t = f(q)$  настоящего исследования с экспериментальными зависимостями [1], [2]

Как видно из графиков, опытные данные настоящего исследования имеют тот же вид кривой, что и полученные ранее результаты. Расхождение в данных говорит только о том, что исследуемый термосифон работает более эффективно.

Максимальная погрешность в определении термического сопротивления не превышала 16 %.

#### Экспериментальные данные

В качестве теплоносителя во внутреннем объеме термосифона использовались вода и этиловый спирт.

Установлено, что влияние угла наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости наблюдается в интервале нагрузок до 350 Вт (рис. 5, а). При увеличении угла наклона установлено незначительное увеличение интенсивности теплообмена как в зоне испарения, так и в зоне конденсации.

Из рис. 5, б можно сделать вывод, что угол наклона при объеме заправки, равном 250 мл, не влияет на интенсивность теплообмена при работе термосифона. Следовательно, обеспечивается стабильность работы пародинамического термосифона в любом положении относительно горизонтальной плоскости при данной степени заправки.

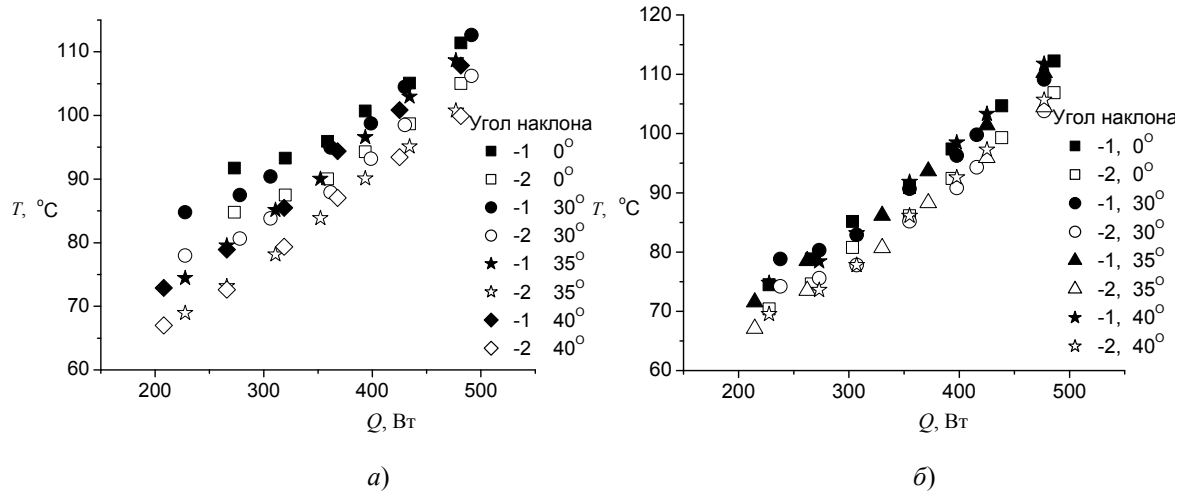


Рис. 5. Сравнение средних температур испарителя и конденсатора в зависимости от подводимой нагрузки  $Q$  и угла наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости (теплоноситель – вода):  
 а – объем заправки 500 мл; б – объем заправки 250 мл;  
 1 – испаритель; 2 – конденсатор

На рис. 6–8 представлены графики сравнения средних температур испарителя и конденсатора в зависимости от угла наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости. В качестве теплоносителя применялся этиловый спирт, объем заправки 500 мл. Как и в случае с водой при объеме заправки 250 мл, не установлено ярко выраженного различия в изменении температуры в зависимости от углов наклона относительно горизонтальной плоскости. Следовательно, можно говорить о стабильности работы термосифона независимо от положения в пространстве.

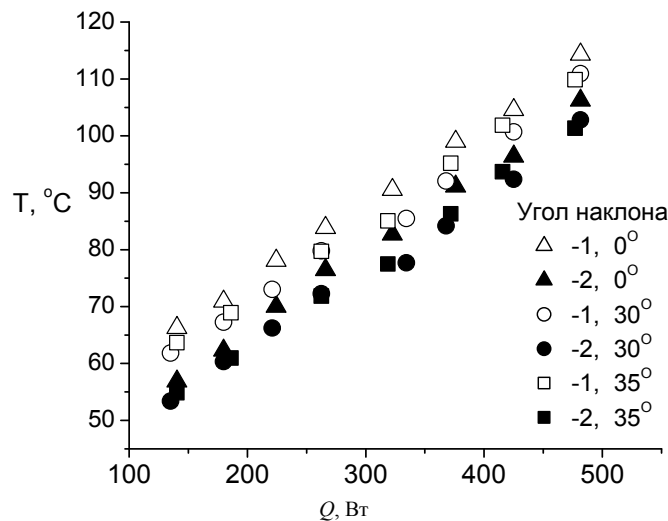


Рис. 6. Сравнение средних температур испарителя и конденсатора в зависимости от подводимой нагрузки  $Q$  и угла наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости (теплоноситель – этиловый спирт; объем заправки 500 мл):  
 1 – испаритель; 2 – конденсатор

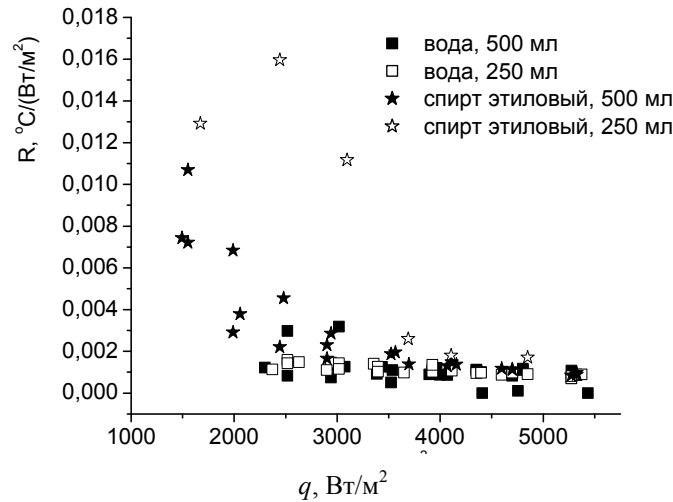


Рис. 7. Термическое сопротивление конденсатора в зависимости от подводимой удельной тепловой нагрузки  $q$ , рода жидкости и объема заправленного теплоносителя

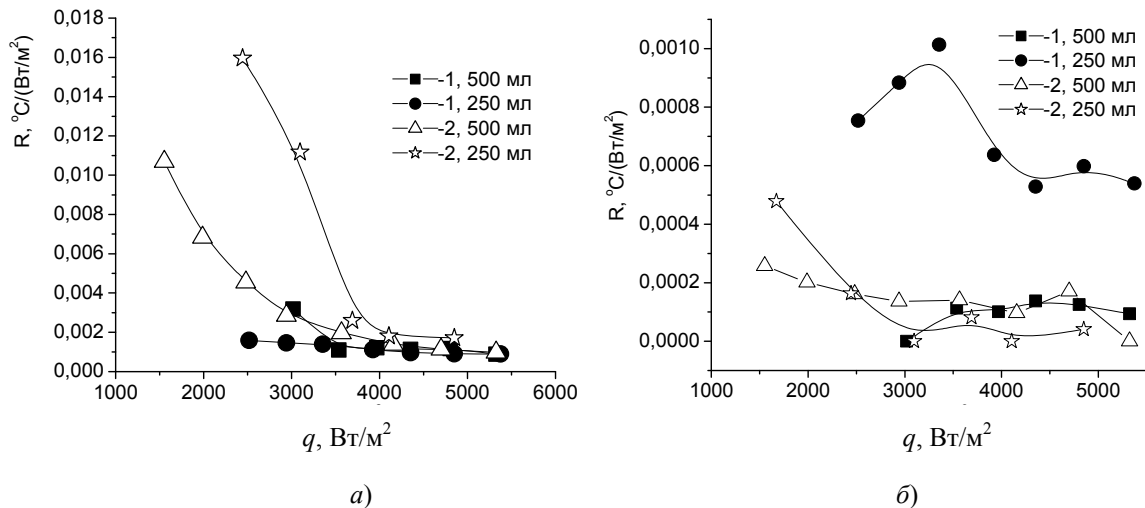


Рис. 8. Термическое сопротивление в зависимости от подводимой удельной тепловой нагрузки  $q$ , рода жидкости и объема заправленного теплоносителя при горизонтальном положении (*a* – конденсатор; *b* – весь термосифон):  
1 – вода; 2 – этиловый спирт

Увеличенное термическое сопротивление в пределах нагрузок до  $4000 \text{ Вт}/\text{м}^2$  можно объяснить тем, что в данном диапазоне не достигнуты оптимальные параметры работы и объема пара, образующегося при кипении жидкости, не достаточно для организации стабильной циркуляции теплоносителя, происходит быстрое охлаждение пара и не хватает движущей силы для проталкивания конденсата.

При объеме заправки 500 мл термосифон работает более эффективно, так как трубка, возвращающая конденсат, полностью заполнена жидкостью, что создает гидравлический затвор и препятствует опрокидыванию циркуляции.

### Заключение

На основании первичного анализа экспериментальных результатов можно сделать следующие выводы:

– влияние угла наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости при объеме заправки 500 мл и использовании воды в качестве теплоносителя наблю-

дается в интервале нагрузок до 350 Вт. При увеличении угла наклона можно увидеть незначительную интенсификацию теплообмена как в зоне испарения, так и в зоне конденсации;

– угол наклона при объеме заправки воды, равном 250 мл, не влияет на интенсивность теплообмена. Следовательно, обеспечивается стабильность работы пародинамического термосифона в любом положении относительно горизонтальной плоскости;

– при объеме заправки воды 250 и 500 мл видно, что, начиная с нагрузок равным 350 Вт, интенсивность теплообмена не изменяется как в зоне испарения, так и в зоне конденсации;

– при объеме заправки этилового спирта 500 мл не наблюдается ярко выраженного различия в изменении температуры в зависимости от углов наклона относительно горизонтальной плоскости. Следовательно, можно говорить о стабильности работы термосифона независимо от положения в пространстве при данном объеме заправки;

– при использовании воды в качестве теплоносителя применение в промышленности термосифонов возможно для утилизации бросового тепла с температурой от 70 °С;

– при использовании этилового спирта в качестве теплоносителя применение в промышленности термосифонов возможно для утилизации бросового тепла с температурой от 50 °С.

### Литература

1. L. Vasiliev, L. Vasiliev Jr., A. Zhuravlev, A. Shapovalov, A. Rodin. Vapordynamic thermosyphon – heat-transfer two-phase device for wide application // Proceedings of the XV International Conference “Heat Transfer and Renewable Sources of Energy” HTRSE-2014, September 10–13, 2014, Szczecin – Międzyzdroje, Poland. – P. 283–290.
2. Vasiliev L. L., Vasiliev L. L. Jr. Horizontal vapordynamic thermosyphons, fundamentals and practical applications // 16<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference. – 2012. – Lyon.

*Получено 04.09.2015 г.*