

УДК 536.24

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕКУПЕРАТОРОВ НА ОСНОВЕ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНОВ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ОТ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

А. В. ШАПОВАЛОВ, А. В. РОДИН

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

Ключевые слова: пародинамический термосифон, термическое сопротивление, рекуператор, компрессор.

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]–[3], так и с видоизмененными зонами испарения и конденсации [4]–[6].

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

Целью работы является определение характеристик двухфазных систем охлаждения с кольцевыми мини-каналами, работающих по замкнутому испарительно-конденсационному циклу (термосифонов), в условиях, отличных от условий работы в свободном объеме без разделяющих фазы теплоносителя вставок, на основе результатов экспериментального исследования процесса теплообмена, для последующего проектирования высокоэффективных теплообменных аппаратов и схем утилизации тепла.

Основная часть

На кафедре «Промышленная теплоэнергетика и экология» Учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого» проводятся экспериментальные исследования работы замкнутых двухфазных теплопередающих устройств. Создан экспериментальный стенд, разработана методика

проведения исследований. Проведены детальные экспериментальные исследования работы двухфазных пародинамических термосифонов с внутренними кольцевыми вставками, заправленных разными теплоносителями (водой, этиловым спиртом, озонобезопасным хладагентом R134a). Подробно результаты экспериментов представлены в [7]. В 2017 г. была проведена модернизация рабочего участка экспериментальной установки, вследствие чего стало возможным проводить исследования работы термосифонов классической конструкции без внутренних циркуляционных вставок (рис. 1, а).

Проведены эксперименты при разных подводимых тепловых нагрузках к испарителю, различной степени заполнения устройства дистиллированной водой и разных углах наклона термосифона к уровню горизонта в вертикальной плоскости.

Конденсатор и испаритель термосифона представляют собой медные трубы внешним диаметром 35 мм с толщиной стенки 1,5 мм. В пародинамическом термосифоне внутри конденсатора и испарителя соосно закреплены трубы меньшего диаметра (рис. 1, а). Длина устройства – 2500 мм.

Условия проводимых экспериментов: объем заправляемой рабочей жидкости (воды) – 250 мл (1/4 объема испарителя), 500 мл (1/2 объема испарителя); угол наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости – 0, 30, 35, 40°; подводимая тепловая нагрузка к испарителю: от 227,7 до 481,5 Вт (от 2530 до 5350 Вт/м²).

Результаты двух серий экспериментов представлены на рис. 2 и 3.

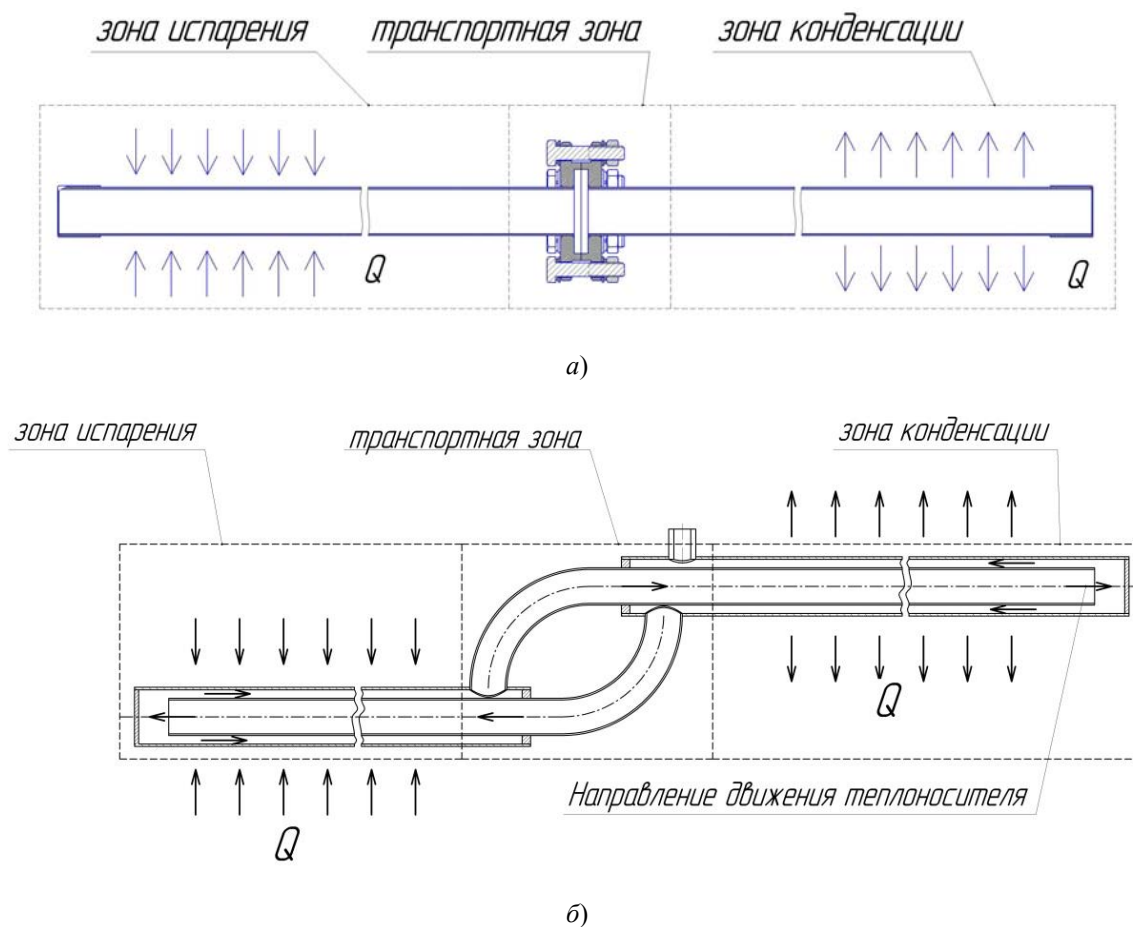


Рис. 1. Термосифон классической конструкции (а) и пародинамический термосифон с внутренними цилиндрическими вставками (б)

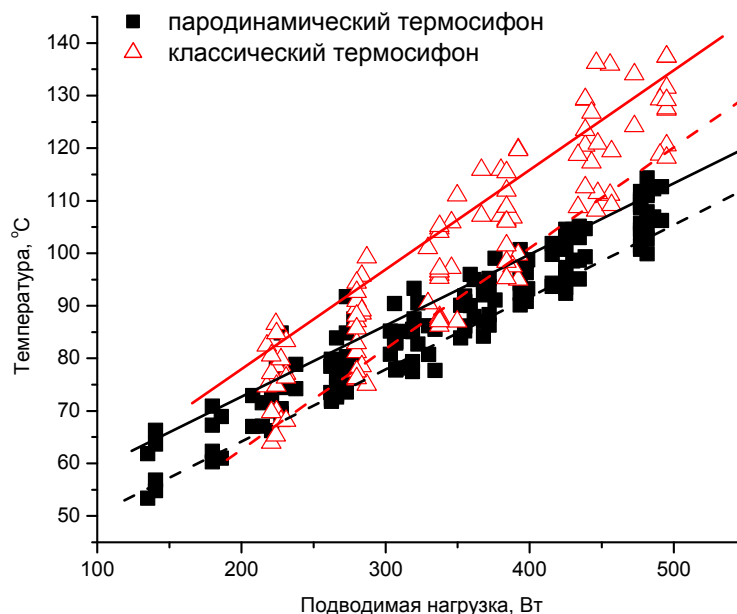


Рис. 2. График изменения средней температуры испарителя и конденсатора термосифонов от подводимой нагрузки (сплошная линия – испаритель; пунктирная линия – конденсатор)

Было установлено, что температуры стенок испарителя и конденсатора термосифона без внутренних цилиндрических вставок выше, чем температуры стенок пародинамического термосифона с цилиндрическими мини-каналами в испарителе и конденсаторе. Отличия температур зафиксированы во всем подводимом диапазоне тепловых нагрузок. Для нагрузок, близких к 500 Вт, разность средних температур стенок испарителя и конденсатора устройств составляла около 25 °C.

Это связано с тем, что коэффициенты теплоотдачи в кольцевых зазорах пародинамического термосифона выше, чем в объеме испарителя и конденсатора классического термосифона. И это различие увеличивается с ростом подводимой тепловой нагрузки.

Испаритель и конденсатор пародинамического термосифона 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. 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 созданию облегченных условий закипания теплоносителя.

Так как пародинамический термосифон имеет более широкие диапазоны эффективной работы в вертикальном положении, а также меньшее термическое сопротивление по сравнению с классическим термосифоном (рис. 3), расширяются возможности его применения.

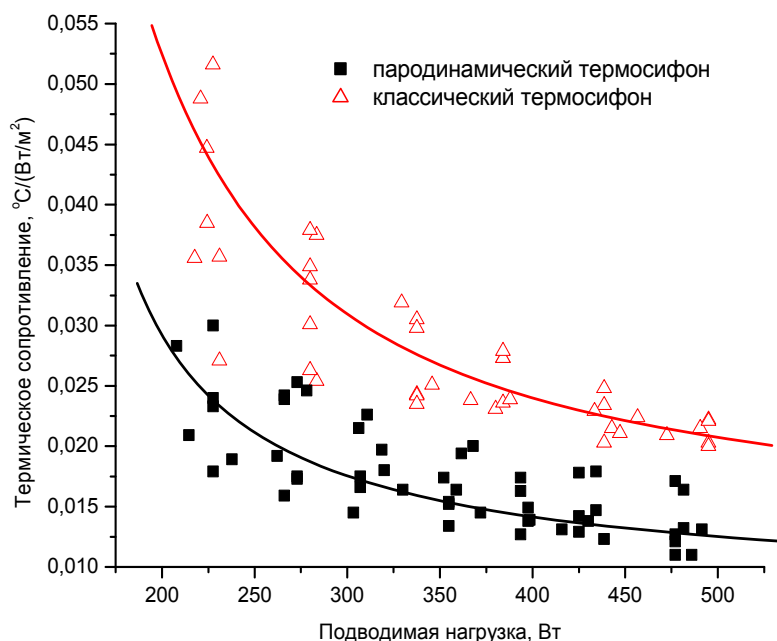


Рис. 3. Термическое сопротивление классического и пародинамического термосифонов

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 обеспечивать 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:

$$T_{\text{кон}} = T_{\text{нач}} n^{\frac{k-1}{k}},$$

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

По различным оценкам [8] количество отведенного 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 °C 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

$$Q = G\Delta h,$$

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 рис. 4. В системе воздушного охлаждения с промежуточным теплоносителем сжатый воздух охлаждается в промежуточном и конечном теплообменниках.

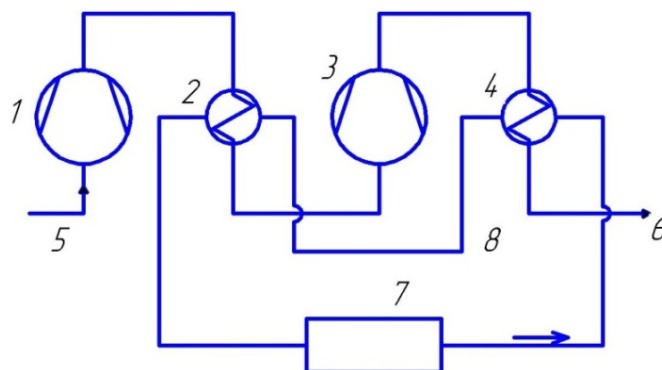


Рис. 4. Схема утилизации тепла от компрессоров:

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

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 рис. 5.

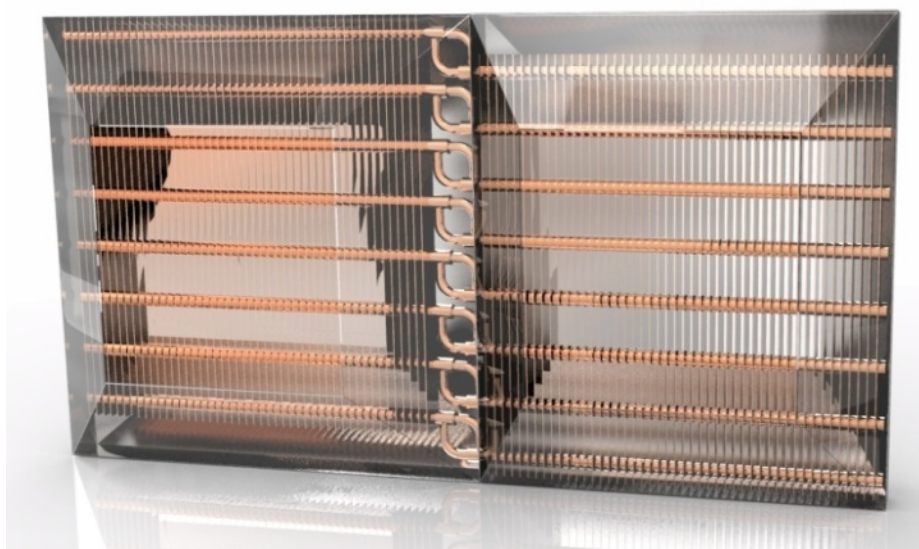


Рис. 5. Рекуператор на основе пародинамического термосифона

Заключение

Из результатов исследований процесса теплообмена при парообразовании и конденсации модельной жидкости (дистиллированной воды) в пародинамическом термосифоне и термосифоне без внутренних циркуляционных вставок, проведенных с целью разработки эффективных теплообменных аппаратов, имеющих различное технологическое назначение, можно сделать следующие выводы:

– получено распределение температур стенки по длине испарителя и конденсатора пародинамического термосифона и термосифона без внутренних циркуляционных вставок при величине подводимых тепловых нагрузок к испарителю от 2530 до 5350 Вт/м², при степени заполнения устройства дистиллированной водой 250 мл (1/4 объема испарителя) и 500 мл (1/2 объема испарителя), и углах наклона термосифона к уровню горизонта в вертикальной плоскости 0, 30, 35, 40°;

– установлено, что пародинамический термосифон, по сравнению с классическим термосифоном, работает более эффективно в указанном диапазоне тепловых нагрузок в горизонтальном положении (зафиксированы более высокие значения коэффициентов теплоотдачи и меньшие значения термического сопротивления), что позволяет расширить возможности его применения;

– разработана конструкция теплообменника на основе пародинамических термосифонов, который может быть использован в качестве эффективного утилизатора тепла для охлаждения воздуха в компрессорных установках.

Литература

1. Тепловая труба : пат. 10263 U, F 28 D 15/00 / В. В. Мазюк ; заявл. 26.12.2013 ; опубл. 30.08.2014 // Офиц. бюл. / Нац. центр интеллектуал. собственности. – 2014. – № 4. – С. 230.
2. Тепловая труба : пат. 16811 C2, F 28 D 15/02 / В. В. Мазюк, А. В. Филимонов ; заявл. 10.12.2010 ; опубл. 30.08.2012 // Офиц. бюл. / Нац. центр интеллектуал. собственности. – 2012. – № 1. – С. 247.
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 // Офиц. бюл. / Нац. центр интеллектуал. собственности. – 2012. – № 1. – С. 247–248.
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. 28.02.16 // Офиц. бюл. / Нац. центр интеллектуал. собственности. – 2016. – № 1. – С. 157.
5. Система охлаждения светодиодного светильника : пат. 9179 U, F 28 D 15/00 / В. В. Мазюк ; заявл. 01.11.2012 ; опубл. 30.03.2013 // Офиц. бюл. / Нац. центр интеллектуал. собственности. – 2013. – № 2. – С. 195.
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 // Офиц. бюл. / Нац. центр интеллектуал. собственности. – 2013. – № 2. – С. 195–196.
7. Экспериментальное исследование пародинамического термосифона с кольцевыми каналами в испарителе и конденсаторе / Л. Л. Васильев [и др.] // Тепло- и массоперенос–2015 : сб. науч. тр. – Минск : ИТМО им. А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2016. – С. 18–23.
8. Денисов-Винский, Н. Д. Тепло компрессорных установок / Н. Д. Денисов-Винский // МегаПаскаль. – 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. 01.03.2016 // Офиц. бюл. / Нац. центр интеллектуал. собственности. – 2016. – № 3. – С. 148.

Получено 30.08.2017 г.