

УДК 536.24

ТЕРМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПАРОДИНАМИЧЕСКОГО ТЕРМОСИФОНА С КОЛЬЦЕВЫМИ КАНАЛАМИ В ИСПАРИТЕЛЕ И КОНДЕНСАТОРЕ

А. В. ШАПОВАЛОВ, А. В. РОДИН

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

Введение

Для утилизации тепла, уходящего от технологических процессов, все чаще используются системы с применением эффективных теплопередающих устройств, работающих по замкнутому испарительно-конденсационному циклу – термосифонов и тепловых труб.

Подробно такие устройства и области их применения описаны в [1]. Основная часть запатентованных устройств имеет классическую цилиндрическую форму, отличается только способом изготовления и видом внутренней структуры поверхности испарителя и конденсатора [2]–[4]. Встречаются и необычные конструкции, имеющие зону испарения и зону конденсации в виде спиралей [5] либо форму кольца, которая обеспечивает работу в том или ином положении в пространстве [6], [7]. Также существуют системы с направленным движением теплоносителя по контуру [8] и системы с автоматической терморегуляцией [9]. Известны конструкции тепловых труб с усовершенствованной внутренней геометрией областей испарения и конденсации [10]–[12].

Отличие термосифонов от тепловых труб заключается в отсутствии фитиля во внутренней полости термосифона, тем самым возврат конденсата в область испарения такого устройства осуществляется не за счет капиллярных сил, а под действием сил гравитации. Поэтому работы по разработке эффективных конструкций устройств без сложных капиллярных фитилей приобретают несомненный интерес.

Исследования по разработке высокоэффективных термосифонов проводятся в лаборатории пористых сред Государственного научного учреждения «Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси» и на кафедре «Промышленная теплоэнергетика и экология» Учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого». На рис. 1 представлена конструкция пародинамического термосифона с отдельными зонами движения пара и конденсата. Термосифон указанной конструкции запатентован [13], схема устройства показана на рис. 1.

Целью указанных исследований является определение оптимальных геометрических размеров элементов термосифона, установление эффективных режимов работы устройства, разработка методов расчета термического сопротивления термосифона, разработка схем теплообменных аппаратов с применением пародинамических термосифонов и методов их расчета.

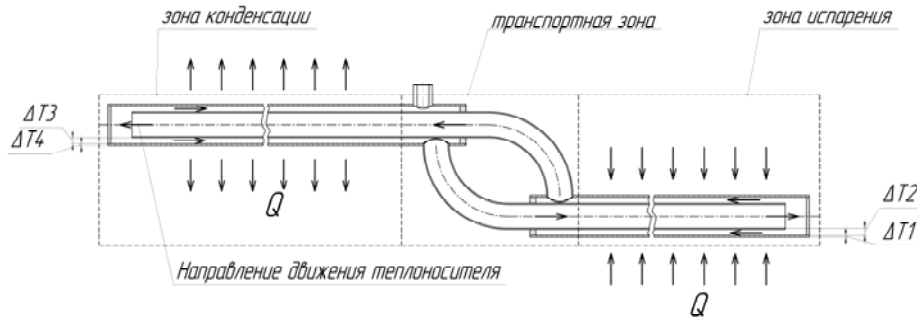


Рис. 1. Пародинамический термосифон и характерные разности температур, учитываемые при определении термического сопротивления устройства

Методика проведения экспериментальных исследований, особенности конструкции экспериментального стенда описаны в [14], [15]. Некоторые результаты экспериментов представлены в [16].

Основная часть

При проведении серий экспериментов с термосифоном в качестве заправляемой в устройство жидкости были выбраны дистиллированная вода, этиловый спирт, озонобезопасный хладагент R134a. Объем заправляемой жидкости менялся от 250 (1/4 объема испарителя) до 500 мл (1/2 объема испарителя). При этом угол наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости изменялся в пределах 0–40°. Подводимая тепловая нагрузка к испарителю: эксперименты с водой и этиловым спиртом – от 227,7 до 481,5 Вт (от 2530 до 5350 Вт/м²), эксперименты с фреоном R134a – от 21,5 до 238 Вт (от 238,9 до 2643,3 Вт/м²).

На основании анализа экспериментальных данных было установлено, что изменение положения термосифона в пространстве в вертикальной плоскости в диапазоне увеличения угла наклона от 0 до 40° при объеме заправки водой, этиловым спиртом и хладагентом R134a, равном 250 и 500 мл не оказывает существенного влияния на интенсивность теплообмена при работе термосифона. Оптимальный объем жидкости внутри устройства должен быть не более половины объема испарителя; для жидкостей, имеющих большие величины теплоемкости и удельной теплоты парообразования, этот объем может быть уменьшен.

На рис. 2 представлены графики с распределением температур по длине термосифона для наиболее стабильных режимов работы устройства с различными жидкостями. 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.

При всех режимах установлено повышение температуры стенки по направлению движения теплоносителя в испарителе. Это может быть объяснено увеличением доли пара в объеме парожидкостной смеси кольцевого канала испарителя на участках, близких к транспортной зоне устройства.

В зоне конденсации, при подводимой нагрузке к испарителю до 300 Вт, конденсатор охлаждается на большую величину. Предположительно это 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 внутри устройства к внутренней стенке конденсатора.

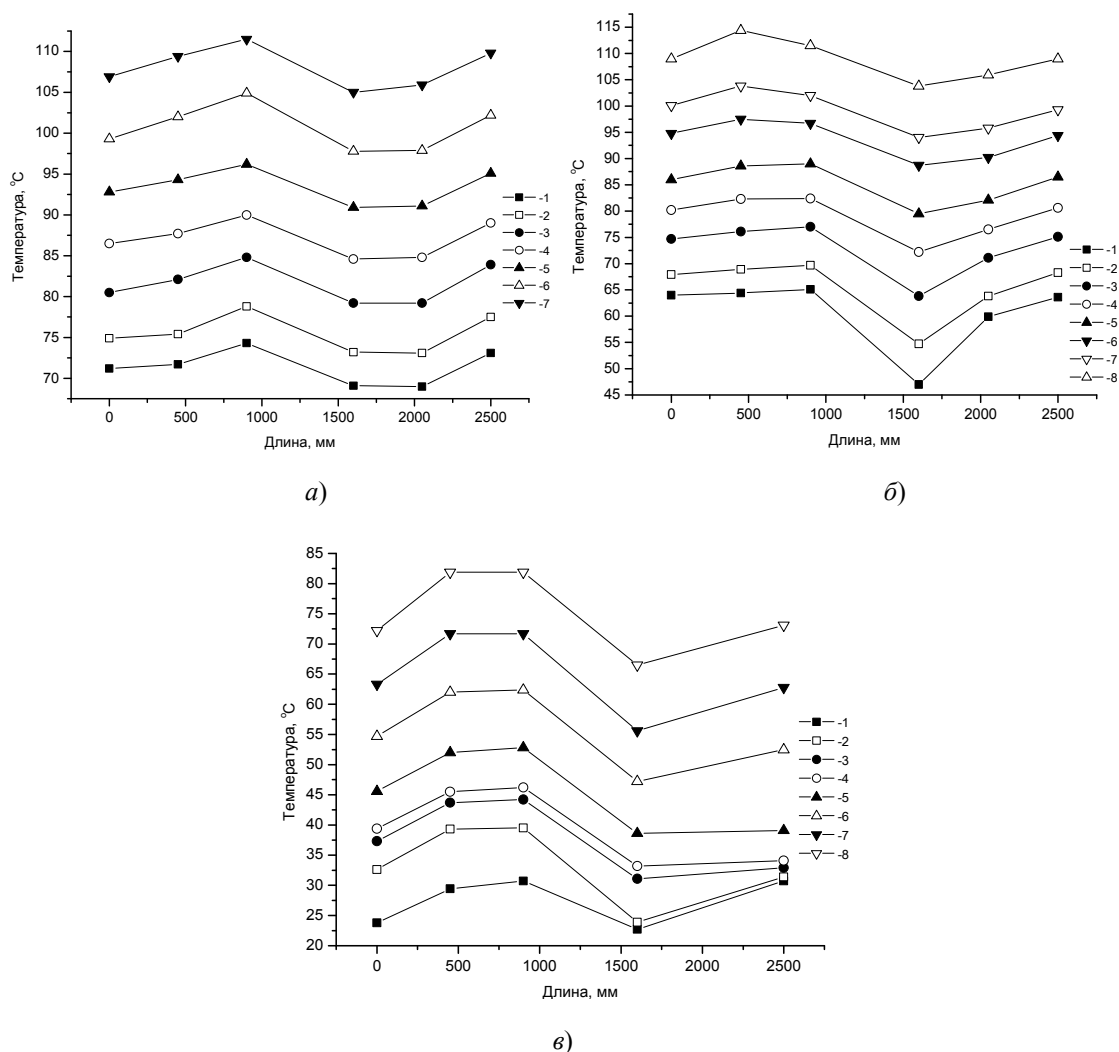


Рис. 2. Изменение температуры стенки термосифона по длине для наиболее стабильных режимов работы при различной подводимой нагрузке:
 а – теплоноситель – вода, объем заправки 250 мл, угол наклона термосифона 0 град:
 1 – $Q = 228$ Вт; 2 – $Q = 266$ Вт; 3 – $Q = 303$ Вт; 4 – $Q = 355$ Вт;
 5 – $Q = 394$ Вт; 6 – $Q = 439$ Вт; 7 – $Q = 486$ Вт;
 б – теплоноситель – этиловый спирт, объем заправки 500 мл, угол наклона термосифона 0 град: 1 – $Q = 140$ Вт; 2 – $Q = 180$ Вт; 3 – $Q = 224$ Вт; 4 – $Q = 266$ Вт;
 5 – $Q = 322$ Вт; 6 – $Q = 375$ Вт; 7 – $Q = 425$ Вт; 8 – $Q = 481$ Вт;
 в – теплоноситель – фреон R134a, объем заправки 500 мл, угол наклона термосифона 0 град: 1 – $Q = 0$ Вт; 2 – $Q = 21,5$ Вт; 3 – $Q = 36,4$ Вт; 4 – $Q = 48,7$ Вт;
 5 – $Q = 85,2$ Вт; 6 – $Q = 134$ Вт; 7 – $Q = 193$ Вт; 8 – $Q = 238$ Вт

Методы определения термического сопротивления тепловых труб, основанные на составлении схем замещения возможных термических сопротивлений участков устройства, представлены в [18], [19]. Данный подход возможно применить для расчета термического сопротивления пародинамического термосифона с кольцевыми каналами в испарителе и конденсаторе, учитывая следующее:

- можно пренебречь сопротивлением, которое возникает в результате трения паровой и жидкой фазы теплоносителя внутри устройства, так как данные потоки разделены в полости термосифона и не оказывают никакого влияния друг на друга;
- необходимо учесть термические сопротивления фазовых переходов как в зоне испарения, так и в зоне конденсации устройства;

– не учитывается термическое сопротивление пористых структур, так как в данной конструкции термосифона они отсутствуют.

Был разработан метод расчета термического сопротивления термосифона с кольцевыми каналами в испарителе и конденсаторе. На рис. 1 показаны зоны возможного уменьшения температуры. Составленная схема замещения устройства с учетом возможных сопротивлений дана на рис. 3.

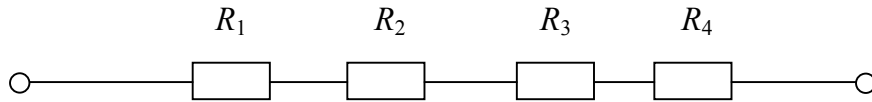


Рис. 3. Эквивалентные термические сопротивления в пародинамическом термосифоне:

R_1 и R_4 – термическое сопротивление стенки испарителя и конденсатора пародинамического термосифона, $\text{м}^2 \cdot \text{С/Вт}$; R_2 и R_3 – термическое сопротивление фазового перехода в зоне испарения и зоне конденсации, $\text{м}^2 \cdot \text{С/Вт}$

Выражения для определения составляющих термического сопротивления представлены в таблице.

Термические сопротивления пародинамического термосифона

Термическое сопротивление	Литература
$R_1 = \frac{D_2 \ln \frac{D_2}{D_1}}{2\pi\lambda}$	[20, формула (2-42)]
$R_2 = \frac{1}{\alpha_2} = \frac{X}{\text{Nu} \cdot \lambda_{\text{ж.нас}}} = \frac{\sqrt{\frac{\gamma}{g(\rho_{\text{ж.нас}} - \rho_{\text{пар}})}}}{\frac{1}{C_{sf}} \text{Re}_{\text{ж.нас}}^{0,67} \cdot \text{Pr}_{\text{ж.нас}}^{-0,7} \cdot \lambda_{\text{ж.нас}}}$ $\text{Re}_{\text{ж.нас}} = \frac{q_s \sqrt{\frac{\gamma}{g(\rho_{\text{ж.нас}} - \rho_{\text{пар}})}}}{\mu_{\text{ж.нас}} r_f}$ $\text{Pr}_{\text{ж.нас}} = \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)_{\text{ж.нас}}$	[21, табл. 5.2, п. 2]
$R_3 = \frac{1}{\alpha_3} = \frac{D_1}{\text{Nu} \cdot \lambda_{\text{ж.нас}}} = \frac{D_1}{0,555 \left[\frac{D_1^3 \rho_{\text{ж.нас}} (\rho_{\text{ж.нас}} - \rho_{\text{пар}}) g}{\lambda_{\text{ж.нас}} \mu_{\text{ж.нас}} \Delta t} (r_g + 0,68 \cdot c_{\text{р.ж.нас}} \cdot \Delta t) \right]^{1/4}} \cdot \lambda_{\text{ж.нас}}$	[21, табл. 5.4, п. 3]
$R_4 = \frac{D_2 \ln \frac{D_2}{D_1}}{2\pi\lambda}$	[20, формула (2-42)]

Примечание. D_1 – внутренний диаметр трубы термосифона, м; D_2 – внешний диаметр трубы термосифона, м; λ – теплопроводность материала трубы термосифона, $\text{Вт/м} \cdot \text{°С}$; α_2 – коэффициент теплоотдачи при кипении, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$; X – характеристическая длина, м; Nu – критерий Нуссельта; $\lambda_{\text{ж.нас}}$ – коэффициент теплопроводности насыщенной жидкости, $\text{Вт/м} \cdot \text{°С}$;

γ – поверхностное натяжение, Н/м; g – ускорение силы тяжести, м/с²; $\rho_{ж.нас}$ – плотность насыщенной жидкости, кг/м³; $\rho_{пар}$ – плотность пара, кг/м³; C_{sf} – коэффициент в формуле теплоотдачи для пузырькового кипения [21, табл. 5.3]; Re – критерий Рейнольдса; Pt – критерий Прандтля; q_s – плотность теплового потока, Вт/м²; $\mu_{ж.нас}$ – динамическая вязкость насыщенной жидкости, Н · с/м²; r_f – удельная теплота парообразования, Дж/кг; $c_{p ж.нас}$ – удельная теплоемкость насыщенной жидкости при постоянном давлении, Дж/кг · °С; α_3 – коэффициент теплоотдачи при конденсации, Вт/м² · °С; Δt – перепад температур между температурой стенки и температурой насыщения, °С; r_g – скрытая теплота конденсации, Дж/кг.

При расчете теплообменных аппаратов также необходимо учитывать термические сопротивления теплоотдачи от внешнего теплоносителя к поверхности испарителя термосифона и от стенки конденсатора термосифона к потоку нагреваемого теплоносителя.

Сопоставление результатов расчета и полученных экспериментальных данных показано на рис. 4.

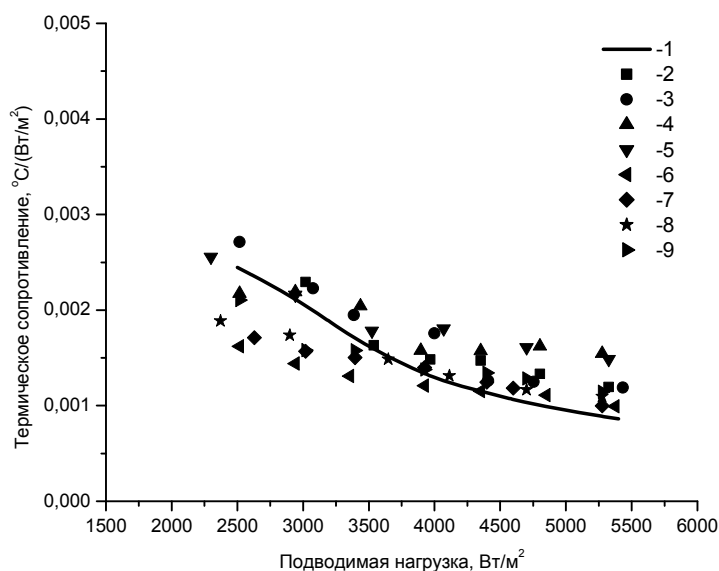


Рис. 4. Сравнение экспериментальных данных и результатов расчета (данные приведены для термосифона, заправленного водой):

- 1 – результаты расчета; 2 – эксперимент при объеме заправки 500 мл, угол наклона 0 град; 3 – эксперимент при объеме заправки 500 мл, угол наклона 30 град; 4 – эксперимент при объеме заправки 500 мл, угол наклона 35 град; 5 – эксперимент при объеме заправки 500 мл, угол наклона 40 град; 6 – эксперимент при объеме заправки 250 мл, угол наклона 0 град; 7 – эксперимент при объеме заправки 250 мл, угол наклона 30 град; 8 – эксперимент при объеме заправки 250 мл, угол наклона 35 град; 9 – эксперимент при объеме заправки 250 мл, угол наклона 40 град

Для передачи тепла на расстояния от 3 м и больше в качестве наружных труб термосифонов рекомендуется применять медные трубы внешним диаметром 15 мм с толщиной стенки 1 мм. Внутренние трубки – внешним диаметром 8 мм и толщиной стенки 1 мм. С такими размерами трубок обеспечивается кольцевой зазор, соизмеримый с размерами отрывного пузыря пара, что улучшает теплообмен при пузырьковом кипении теплоносителя.

При проектировании рекуператоров с термосифонами указанных размеров каналы, по которым движутся греющий и нагреваемый теплоносители, должны быть

максимально заполнены устройствами по сечению. В этом случае рекомендуемый шаг расположения термосифонов – 37 мм.

Возможны следующие схемы утилизации тепла с помощью рекуператоров на основе термосифонов:

1. Греющая среда – воздух, нагреваемая среда – воздух (рис. 5).

Такая схема может быть применена в системах вентиляции воздуха, где с помощью вытяжного воздуха можно подогреть приточный воздух. Также в качестве нагреваемой среды могут выступать дымовые газы. Для увеличения поверхности теплообмена участки термосифонов в зонах испарения и конденсации должны быть оребрены.

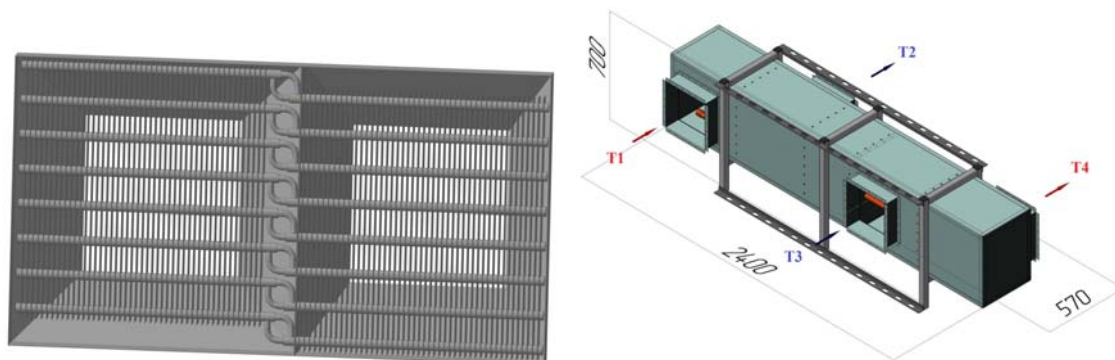


Рис. 5. Рекуператор со схемой работы «воздух» – «воздух» (предназначен для установки в системах вентиляции):

T1 – вход греющего теплоносителя; T2 – выход греющего теплоносителя;
T3 – вход нагреваемого теплоносителя; T4 – выход нагреваемого теплоносителя

2. Греющая среда – воздух, нагреваемая среда – жидкость.

Данная схема может быть реализована в случае, если необходимо подогреть небольшое количество жидкости по сравнению с объемом выбрасываемых газов, либо в случае, если жидкость выступает в качестве аккумулятора тепла.

3. Греющая среда – жидкость, нагреваемая среда – жидкость (рис. 6).

Может быть реализована, когда в качестве нагреваемой среды используются сточные воды, либо жидкость после технологических процессов, а в качестве низкопотенциального источника обогрева – нагреваемая жидкость.

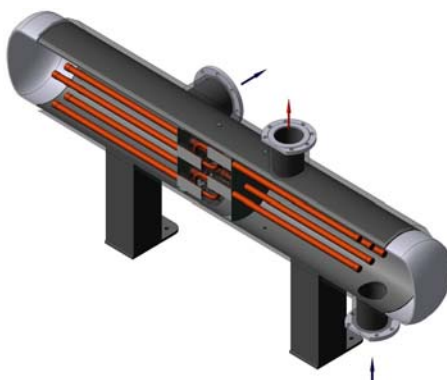


Рис. 6. Рекуператор со схемой работы «жидкость» – «жидкость»

4. Греющая среда – жидкость, нагреваемая среда – воздух.

Такая схема возможна, но трудно реализуема. Примером может служить утилизация тепла сточных вод для дальнейшего нагрева воздуха, подаваемого на сгорание топлива.

Некоторые примеры теплообменных аппаратов представлены в работе [17].

Для получения наибольших коэффициентов теплоотдачи от стенки к теплоносителю при пузырьковом кипении в испарителе термосифона необходимо, чтобы выполнялось условие равенства сил гравитации и капиллярных сил. Выполнение данного условия осуществляется с помощью нахождения размеров щелевого зазора в испарителе. Этот размер соизмерим с капиллярной постоянной, которая определяется из условия:

$$\text{Bo} = \frac{g(\rho_l - \rho_g)(l^*)^2}{\sigma} = 1,$$

где ρ_l – плотность жидкой фазы; ρ_g – плотность паровой фазы; l^* – характерный размер области системы, в пределах которого равны силы гравитации и капиллярные силы.

$$l^* = \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_g)}{\sigma}}.$$

Для воды при атмосферном давлении эта величина приблизительно равна 2,5 мм.

Заключение

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

На основе результатов экспериментального исследования работы пародинамического термосифона с кольцевыми каналами в испарителе и конденсаторе разработан метод определения термического сопротивления устройства для использования в инженерных расчетах при проектировании высокоэффективных теплообменных аппаратов.

Литература

1. Пародинамические термосифоны и их применение в тепловом оборудовании различного назначения / Леонард Л. Васильев [и др.] // Тепло- и массоперенос-2013 : сб. науч. тр. – Минск, 2014. – С. 12–16.
2. Тепловая труба : пат. № 10263 U, F 28 D 15/00 / Мазюк В. В. ; заявл. 26.12.2013.
3. Тепловая труба : пат. № 16811 C2, F 28 D 15/02 / Мазюк В. В., Филимонов А. В. ; заявл. 10.12.2010 ; опубл. 30.08.2012.
4. Тепловая труба : пат. № 8026 U, F 28 D 15/00 / Докторов В. В., Мазюк В. В., Рак А. Л. ; заявл. 21.09.2011.
5. Устройство для охлаждения и замораживания грунта: пат. №10929 U, E 02 D 3/12 / Чернюк В. П., Пойта П. С., Шляхова Е. И., Пчелин В. Н. ; заявл. 27.07.2015.
6. Система охлаждения светодиодного светильника : пат. № 9179 U, F 28 D 15/00 / Мазюк В. В. ; заявл. 01.11.2012.
7. Термосифон, нечувствительный к положению в пространстве : пат. № 9180 U, F 28 D 15/00 / Мазюк В. В. ; заявл. 01.11.2012.

8. Испарительно-конденсаторная система передачи тепла : пат. № 9217 U, F 28 D 15/00 / Мазюк В. В. ; заявл. 11.09.2012.
9. Тепловая труба с функцией терморегулирования : пат. № 9654 U, F 28 D 15/00 / Мазюк В. В. ; заявл. 18.04.2013.
10. Конденсатор тепловой трубы : пат. № 10706 U, F 28 D 15/00 / Мазюк В. В. ; заявл. 17.12.2014.
11. Плоский испаритель контурной тепловой трубы : пат. № 10747 U, F 28 D 15/00 / Мазюк В. В., Антух А. А., Анчевский П. С. ; заявл. 15.10.2014.
12. Конденсатор тепловой трубы : пат. № 10025 U, F 28 D 15/00 / Мазюк В. В. ; заявл. 23.05.2013.
13. Термосифон : пат. № 11072, F 28 D 15/00 / Родин А. В., Шаповалов А. В. ; заявл. 20.11.2015 ; опубл. 01.03.2016.
14. Исследование работы пародинамического термосифона / Леонард Л. Васильев [и др.] // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2013. – № 3. – С. 93–100.
15. Родин, А. В. Экспериментальный стенд для получения характеристик пародинамического термосифона / А. В. Родин // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления : материалы XIV Междунар. науч.-техн. конф. студентов, магистрантов и молодых ученых, Гомель, 24–25 апр. 2014 г. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2013. – С. 204–207.
16. Шаповалов, А. В. Результаты экспериментального исследования пародинамического термосифона / А. В. Шаповалов, А. В. Родин, Р. Н. Жихарев // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2015. – № 3. – С. 58–64.
17. Использование теплообменников на тепловых трубах для кондиционирования, в области пищевой промышленности и холодильной техники / Л. Л. Васильев // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2014. – № 3. – С. 85–90.
18. Чи, С. Тепловая труба: Теория и практика / С. Чи ; пер. с англ. В. Я. Сидорова. – М. : Машиностроение, 1981. – 207 с.
19. Дан, П. Д. Тепловые трубы : пер. с англ. / П. Д. Дан, Д. А. Рей. – М. : Энергия, 1979. – 272 с.
20. Исаченко, В. П. Теплопередача : учеб. для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – М. : Энергия, 1975. – 488 с.
21. Уонг, Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров : справочник : пер. с англ. / Х. Уонг. – М. : Атомиздат, 1979. – 216 с.

Получено 29.08.2016 г.