

DOI: 10.34031/2071-7318-2022-8-3-56-66

Тимофеев А.В.

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет

E-mail: timofeevav1@mail.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КАПИЛЛЯРНОЙ СТРУКТУРЫ ТЕРМОСИФОНА НА ЕГО ТЕПЛОВУЮ МОЩНОСТЬ С ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ R134A, R410A, R407C

Аннотация. Термосифон (ТС) представляет собой испарительно-конденсационное теплообменное устройство, где циркуляция рабочего тела (промежуточного теплоносителя) осуществляется за счет гравитационных сил. В термосифонах отсутствует пористый фитиль, его заменяют канавки различной геометрической формы. Конструктивно термосифоны выполнены в виде герметично запаянных и вытянутых в длину цилиндрических сосудов, внутренний объем которых заполнен рабочим телом. В качестве рабочего тела используются жидкие теплоносители, которые могут выполнять агрегатно-фазовый переход при рабочих температурах, наблюдающихся при эксплуатации в рекуперативном утилизаторе. В данной статье речь идет о сравнении ограничений тепловой мощности термосифонов, работающих при эксплуатационных температурах систем вентиляции и кондиционирования воздуха. При этом термосифоны используют в качестве рабочего тела фреоны R134a, R410a, R407c, а капиллярная структура термосифонов представлена в виде канавок следующих типов: Ω – образной канавки, прямоугольной канавки и треугольной канавки. Для сравнения использовался термосифон с внешним диаметром 8 мм. Представлены зависимости тепловой мощности от рабочей температуры для всех типов ограничений теплопередающей способности термосифонов в зависимости от используемой капиллярной структуры и рабочего тела. Проведен анализ наилучшей капиллярной структуры термосифонов при использовании фреонов в качестве рабочего тела.

Ключевые слова: утилизатор теплоты, термосифон, конденсация, испарение, максимальная теплопередающая способность.

Введение. В связи с ростом цен на ископаемое топливо и экологическими проблемами, возобновляемые источники энергии и энергоэффективные системы являются стратегией развития ряда стран. Многие страны пытаются увеличить процентную долю использования возобновляемых источников энергии, но в связи с рядом ограничений наиболее перспективным направлением является повышение энергоэффективности систем.

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха (ВК) повышение энергоэффективности системы заключается в рекуперации теплоты в холодный период года и переходные условия за счет установки теплообменников утилизаторов. Одной из разновидностей утилизаторов являются теплоутилизаторы с термосифонами (ТТТ) [1–4]. В работах исследователей Jouhara, Bertrand, Axcell, Sukarno, Putra и других изучалось влияние количества рядов термосифонов, характера их распределения, количества и формы пластин обогрева на тепловые характеристики и энергосбережение устройств с термосифонами. Например, в работе Jouhara и других [3] описывается теплоутилизатор на тепловых трубах, используемый для рекуперации тепловой энергии при производстве керамической плитки. Авторы отмечают высокую эффективность работы устройства равную 81 % и аэродинамическое сопротивление в 40 Па, при этом термосифоны в качестве рабочей жидкости использовали воду, охлаждающие

жидкости FV-84, FC-77, FC3283. Но неотъемлемо важным фактором эффективности ТТТ являются характеристики термосифонов.

Цель исследования заключается в определении наилучших вариантов капиллярных структур термосифонов при эксплуатационных режимах его работы с использованием безопасных для здоровья человека теплоносителей и материалов термосифонов.

Задачей исследования является на основе методики разработки термосифонов подобрать наилучшие варианты теплоносителей с совместимыми им материалами термосифонов, а также определить наилучшую капиллярную структуру термосифонов.

Материалы и методы. В программной системе MS Office Excel создана программа по расчету максимальной теплопередающей способности термосифона, перепаду температур между испарительной и конденсационной секциями, а также термического сопротивления устройства. Согласно методикам расчета термосифонов [5–7], для их успешного проектирования и эксплуатации необходимо провести расчет теплопередающей способности для следующих типов ограничений:

– капиллярное ограничение, которое связано с предельной перекачивающей способностью капиллярной структуры или капиллярным впитыванием фитиля;

- звуковой предел, основанный на запирании парового канала паровым потоком;
- ограничение по уносу, связанное со срывом капель жидкости с межфракционной границы «жидкость – пар» фитиля паром, который движется с большей скоростью;
- ограничение по кипению или высыхание фитиля, основанное на разрушении потока жидкости пузырьковым кипением в фитиле.

Эти ограничения имеют различную физическую природу, однако превышение любого из них приводит к повышению температуры в зоне испарения и соответственно резкому повышению перепада температур по длине корпуса ТС.

В [8–13] обсуждаются результаты расчета тепловой мощности фитильных и гравитационных тепловых труб и сопоставляются с результатами измерений на экспериментальном измерительном приборе. Измеренные тепловые мощности фитильных тепловых труб со спеченной капиллярной структурой и с желобчатой капиллярной структурой находятся на графиках в той же области, что и результаты расчета капиллярного ограничения, которое является определяющим ограничением для данных тепловых трубок. Полученные результаты верифицированной в [7] модели разработки тепловых труб позволяют оптимизировать параметры ТС на стадии проектирования.

Основная часть. Термосифон (ТС) представляет собой испарительно-конденсационное теплообменное устройство, где циркуляция рабочего тела (промежуточного теплоносителя) осуществляется за счет гравитационных сил. В термосифонах отсутствует пористый фитиль, его заменяют канавки различной геометрической формы. Конструктивно термосифоны выполнены в виде герметично запаянных и вытянутых в длину цилиндрических сосудов, внутренний объем которых заполнен рабочим телом. В качестве рабочего тела используются жидкие теплоносители, которые могут выполнять агрегатно-фазовый переход при рабочих температурах, наблюдающихся при эксплуатации в рекуперативном утилизаторе.

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха в качестве рабочего тела ТС следует использовать безопасные для здоровья человека вещества (чаще всего применяются фреоны R134a, R410a, R407c). А в качестве материала для изготовления термосифонов используются алюминий с теплопроводностью $k = 190 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Капиллярная структура термосифонов обычно представляет собой канавчатый фитиль. На рисунке 1 показана схема работы термосифона с чаще всего применяемыми вариантами пристеночных капиллярных структур.

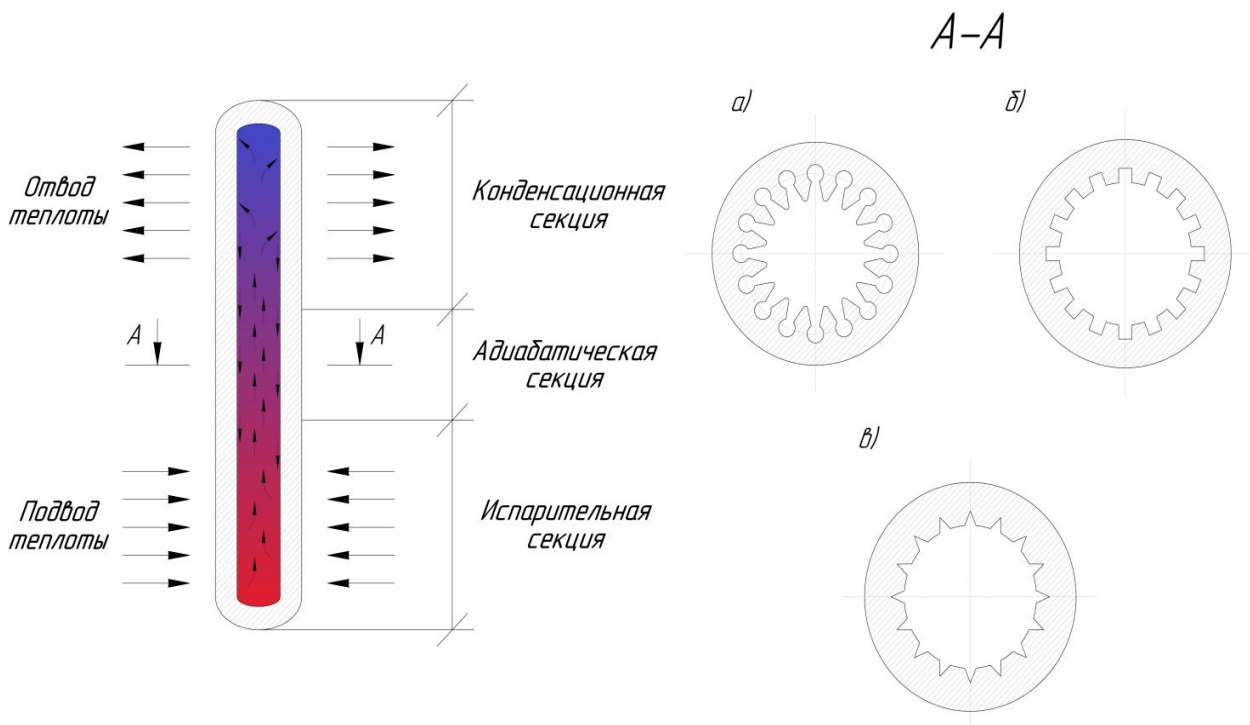


Рис. 1. Схема термосифона и варианты капиллярных структур:
а) Ω – образная канавка; б) прямоугольная канавка; в) треугольная канавка

Капиллярное ограничение. Капиллярный предел связан с фундаментальным явлением, регулирующим работу ТС, которое заключается в

развитии капиллярных перепадов давления на границах раздела «жидкость – пар» в испарителе и конденсаторе. Движущим потенциалом для

циркуляции рабочего тела является перепад капиллярного давления, максимальное капиллярное давление должно быть больше суммы всех потерь давления внутри ТС. Капиллярное ограничение в ТС возникает, когда чистые капиллярные силы, создаваемые границами раздела «пар – жидкость» в испарителе и конденсаторе, недоста-

точно велики, чтобы компенсировать потери давления на трение из-за движения жидкости. Это приводит к высыханию испарителя и прекращению передачи теплоты от испарителя к конденсатору. Для большинства ТС максимальная теплопередающая способность из-за капиллярного ограничения может быть выражена как [5, 14]:

$$Q_c = \frac{L \cdot \rho_l \cdot K \cdot A_w}{\mu_l \cdot l_{eff}} \left\{ \frac{2 \cdot \sigma}{r_e} \cdot \cos \theta - \rho_l \cdot g \cdot l_{eff} \cdot \sin \psi \right\}, \quad (1)$$

где L – скрытая теплота парообразования, Дж/кг; ρ_l – плотность жидкого теплоносителя, кг/м³; K – проницаемость фитиля ТС, м²; A_w – площадь поперечного сечения фитиля ТС, м²; σ – поверхностное натяжение теплоносителя, Н/м; μ_l – вязкость жидкого теплоносителя, Па·с; l_{eff} – эффективная длина ТС, м; r_e – капиллярный радиус канавок фитиля, м; θ – угол смачивания фитиля, °; ψ – угол наклона ТС, °; $g = 9,81$ м²/с² – ускорение свободного падения.

Звуковое ограничение. Звуковой предел обычно возникает в тепловых трубах во время запуска или при низкотемпературной работе из-за связанной с этим очень низкой плотности пара в этих условиях. Это может привести к дроссельному или звуковому потоку пара. Максимальная теплопередающая способность при ограничении по звуковому пределу определяется по выражению [5, 16, 17]:

$$Q_s = A_v \cdot \rho_v \cdot L \cdot \sqrt{\frac{\gamma_v \cdot R_v \cdot T_o}{2 \cdot (\gamma_v + 1)}}, \quad (2)$$

где A_v – площадь сечения парового канала, м²; ρ_v – плотность пара, кг/м³; L – скрытая теплота парообразования, Дж/кг; γ_v – показатель адиабаты; R_v – газовая постоянная пара, Дж/(кг·К); T_o – температура невозмущенного потока, К.

Ограничение уноса. Взаимодействие противоточного потока жидкости и пара приводит к возникновению сил вязкого сдвига на границе раздела «жидкость – пар», которые могут препятствовать возврату жидкости в испаритель. В наиболее тяжелых случаях могут образовываться волны, и силы межфазного сдвига могут стать больше, чем силы поверхностного натяжения жидкости, в результате чего капли жидкости захватываются потоком пара и переносятся в конденсатор. Максимальная теплопередающая способность при ограничении по уносу жидкости определяется по выражению:

$$Q_e = A_v \cdot L \cdot \sqrt{\frac{\sigma \cdot \rho_v}{2 \cdot r_{h,s}}}, \quad (3)$$

где A_v – площадь сечения парового канала, м²; L – скрытая теплота парообразования, Дж/кг; σ – поверхностное натяжение теплоносителя, Н/м; ρ_v – плотность пара, кг/м³; $r_{h,s}$ – гидравлический радиус фитиля на поверхности раздела «пар – фитиль», м.

Ограничение кипения. При более высоких тепловых потоках в конструкции фитиля может происходить пузырьковое кипение, что может привести к тому, что пары будут захвачены фитилем, тем самым блокируя возврат жидкости и приводя к высыханию испарителя. Это явление, называемое пределом кипения, отличается от других ограничений, поскольку оно зависит от радиального или окружного теплового потока, подаваемого на испаритель, в отличие от осевого теплового потока или общей тепловой мощности, переносимой тепловой трубой. Предел кипения иногда называют пределом теплового потока [18–20] и определяется по выражению:

$$Q_b = \frac{2 \cdot \pi \cdot l_e \cdot k_e \cdot T_v}{L \cdot \rho_v \cdot \ln(r_i / r_v)} \left(\frac{2 \cdot \sigma}{r_n} \right), \quad (4)$$

где l_e – длина испарительной части тепловой трубы, м; k_e – эффективная теплопроводность фитиля тепловой трубы, Вт/(м·К); L – скрытая теплота парообразования, Дж/кг; σ – поверхностное натяжение теплоносителя, Н/м; ρ_v – плотность пара, кг/м³; T_v – температура пара, К; r_i – внутренний радиус трубы, м; r_v – радиус парового канала, м; r_n – радиус зародыша парового пузыря, который согласно [5] равен $2,54 \times 10^{-7}$, м.

На основе программы расчета термосифонов были получены зависимости теплопередающей способности от средней температуры ТС по каждому типу ограничений его работы для фреонов R134a, R410a, R407c (рис. 2–5). В качестве эта-

лонного ТС использовалось устройство с внешним диаметром 8 мм и следующими вариантами капиллярных структур: 14-ю Ω – образными канавками диаметром 0,5 мм; 14-ю прямоуголь-

ными канавками шириной 0,5 мм; 14-ю треугольными канавками глубиной 0,5 мм. В таблице 1 и 2 представлены основные характеристики теплоносителей и термосифонов с капиллярными структурами.

Таблица 1

Основные характеристики теплоносителей

| Температура, °С | Скрытая теплота парообразования L , кДж/кг | Плотность жидкого теплоносителя ρ_l , кг/м ³ | Вязкость жидкого теплоносителя μ , кг/(м·с) | Плотность пара ρ_v , кг/м ³ | Поверхностное натяжение σ , Н/м | Показатель адиабаты γ_v | Газовая постоянная R_v , Дж/(кг·К) |
|-----------------|--|--|---|---|--|--------------------------------|--------------------------------------|
| R134a | | | | | | | |
| -30 | 2260,2 | 1418,4 | 0,000282 | 4,42 | 0,01607 | 1,24 | 81,5 |
| -20 | 2194,0 | 1387,7 | 0,000236 | 6,79 | 0,01451 | | |
| -10 | 2127,4 | 1357,2 | 0,0002 | 10,07 | 0,01302 | | |
| 0 | 2058,7 | 1326,4 | 0,000171 | 14,17 | 0,01158 | | |
| 10 | 1986,4 | 1294,7 | 0,000149 | 19,74 | 0,01020 | | |
| 20 | 1908,9 | 1261,4 | 0,000132 | 27,24 | 0,00886 | | |
| 30 | 1824,6 | 1226,0 | 0,000118 | 37,20 | 0,00757 | | |
| R410a | | | | | | | |
| -30 | 2556,05 | 1277,6 | 0,000239 | 10,10 | 0,01356 | 1,55 | 114,5 |
| -20 | 2476,61 | 1244,9 | 0,000211 | 14,48 | 0,01189 | | |
| -10 | 2388,28 | 1210,3 | 0,000187 | 20,47 | 0,01027 | | |
| 0 | 2286,50 | 1172,9 | 0,000166 | 28,56 | 0,00870 | | |
| 10 | 2166,65 | 1131,7 | 0,000147 | 39,40 | 0,00719 | | |
| 20 | 2024,17 | 1085,9 | 0,00013 | 53,72 | 0,00575 | | |
| 30 | 1854,46 | 1034,6 | 0,000113 | 72,51 | 0,00440 | | |
| R407c | | | | | | | |
| -30 | 2381,66 | 1340,2 | 0,000307 | 6,08 | 0,01556 | 1,33 | 96,7 |
| -20 | 2318,09 | 1308,5 | 0,000269 | 9,05 | 0,01391 | | |
| -10 | 2243,80 | 1274,4 | 0,000237 | 13,15 | 0,01229 | | |
| 0 | 2158,79 | 1238,0 | 0,000209 | 18,75 | 0,01072 | | |
| 10 | 2063,05 | 1199,2 | 0,000186 | 26,18 | 0,00919 | | |
| 20 | 1956,60 | 1158,1 | 0,000164 | 35,80 | 0,00770 | | |
| 30 | 1839,43 | 1114,5 | 0,000142 | 47,97 | 0,00625 | | |

Таблица 2

Основные характеристики термосифонов и капиллярных структур

| Параметры термосифона | | | |
|---|-------------------|----------|----------------|
| Параметр | Обозначение | Величина | Размерность |
| Внешний диаметр корпуса | d_o | 0,008 | м |
| Длина испарительной секции | l_e | 0,16 | м |
| Длина конденсационной секции | l_c | 0,15 | м |
| Длина адиабатической секции | l_a | 0,01 | м |
| Эффективная длина термосифона | l_{eff} | 0,1675 | м |
| Угол наклона термосифона | ψ | 0 | ° |
| Площадь сечения парового канала | $A_v \times 10^5$ | 1,26 | м ² |
| Капиллярная структура | | | |
| Параметры для Ω – образной канавки | | | |
| Диаметр круглой части канавки | d_n | 0,0005 | м |
| Число канавок | n | 14 | |
| Капиллярный радиус канавок | r_e | 0,0005 | м |
| Гидравлический радиус на поверхности раздела «пар – фитиль» | $r_{h,s}$ | 0,0005 | м |
| Внутренний радиус трубы | r_i | 0,00275 | м |
| Радиус парового канала | r_v | 0,002 | м |
| Угол смачивания | θ | 90 | ° |
| Площадь поперечного сечения | $A_w \times 10^6$ | 5,37 | м ² |
| Проницаемость | $K \times 10^9$ | 2,65 | м ² |
| Эффективная теплопроводность | k_e | 98,7 | Вт/(м·К) |
| Параметры прямоугольной канавки | | | |
| Ширина канавки | w | 0,0005 | м |
| Глубина канавки | δ | 0,0005 | м |
| Число канавок | n | 14 | |
| Капиллярный радиус канавок | r_e | 0,0005 | м |
| Гидравлический радиус на поверхности раздела «пар – фитиль» | $r_{h,s}$ | 0,0005 | м |
| Внутренний радиус трубы | r_i | 0,00275 | м |
| Радиус парового канала | r_v | 0,00225 | м |
| Угол смачивания | θ | 90 | ° |
| Площадь поперечного сечения | $A_w \times 10^6$ | 5,25 | м ² |
| Проницаемость | $K \times 10^9$ | 23,5 | м ² |
| Эффективная теплопроводность | k_e | 62,9 | Вт/(м·К) |
| Параметры треугольной канавки | | | |
| Глубина канавки | δ | 0,0005 | м |
| Угол канавки | β | 91 | ° |
| Число канавок | n | 14 | |
| Капиллярный радиус канавок | r_e | 0,000355 | м |
| Гидравлический радиус на поверхности раздела «пар – фитиль» | $r_{h,s}$ | 0,000505 | м |
| Внутренний радиус трубы | r_i | 0,00275 | м |
| Радиус парового канала | r_v | 0,00225 | м |
| Угол смачивания | θ | 90 | ° |
| Площадь поперечного сечения | $A_w \times 10^6$ | 3,53 | м ² |
| Проницаемость | $K \times 10^9$ | 4,81 | м ² |
| Эффективная теплопроводность | k_e | 104,5 | Вт/(м·К) |

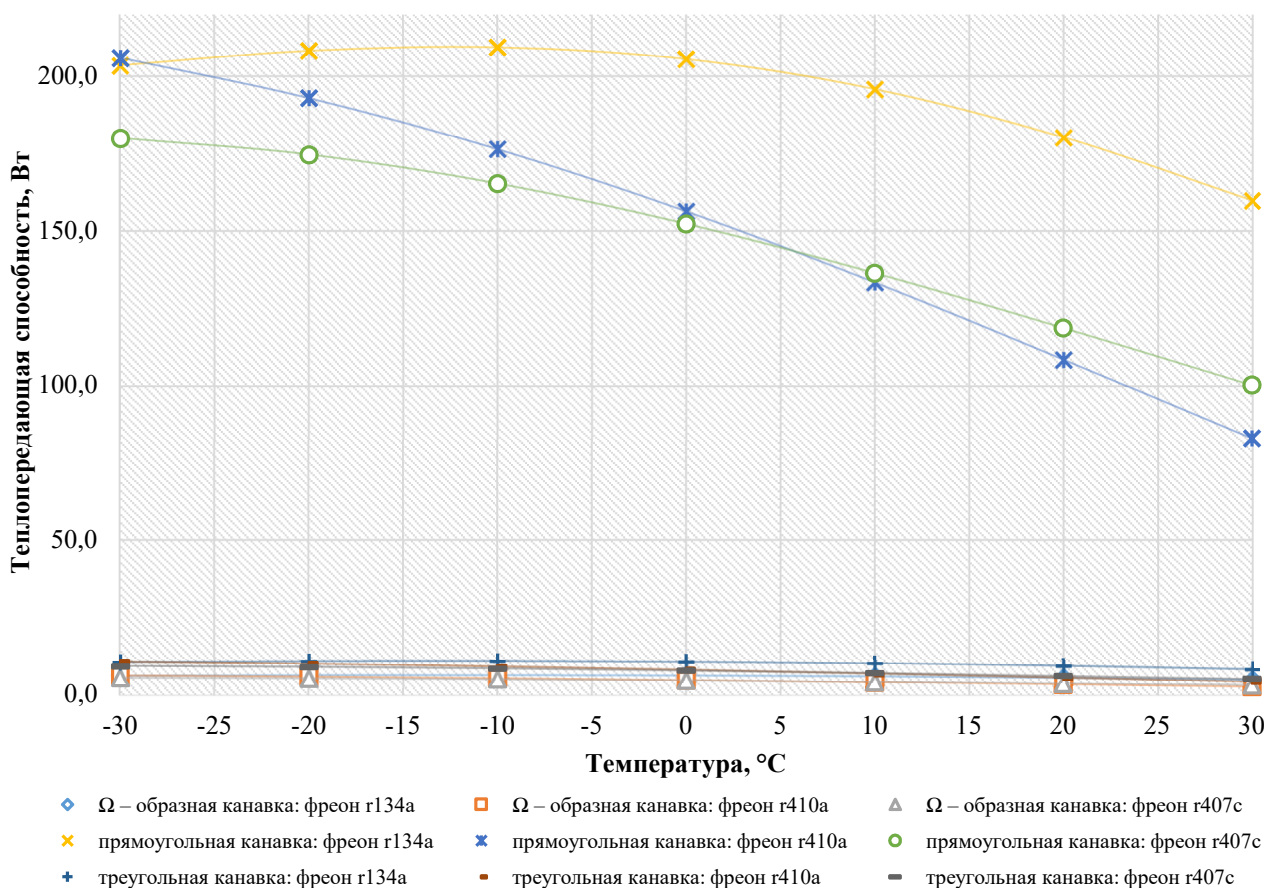


Рис. 2. Зависимость теплопередающей способности по капиллярному ограничению от средней рабочей температуры термосифонов

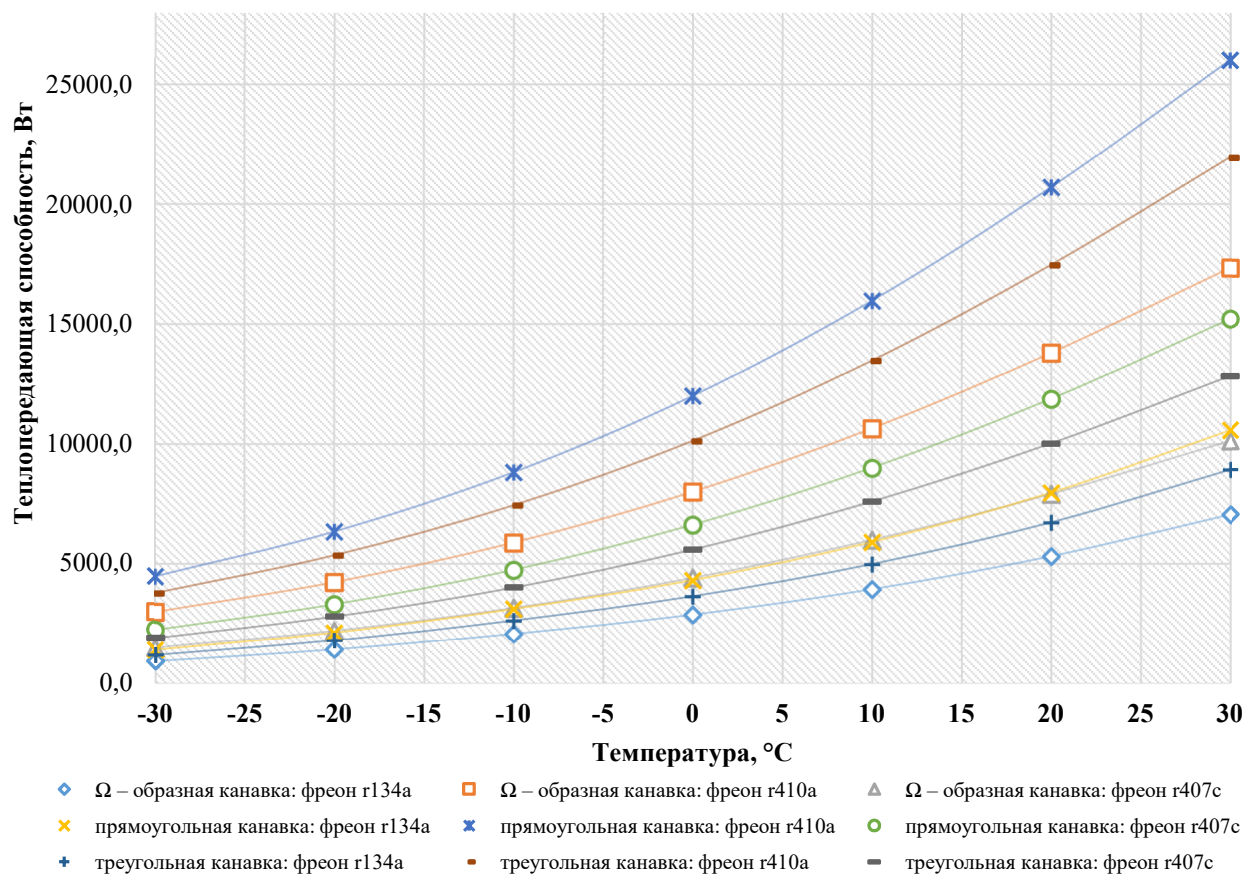


Рис. 3. Зависимость теплопередающей способности по звуковому ограничению от средней рабочей температуры термосифонов

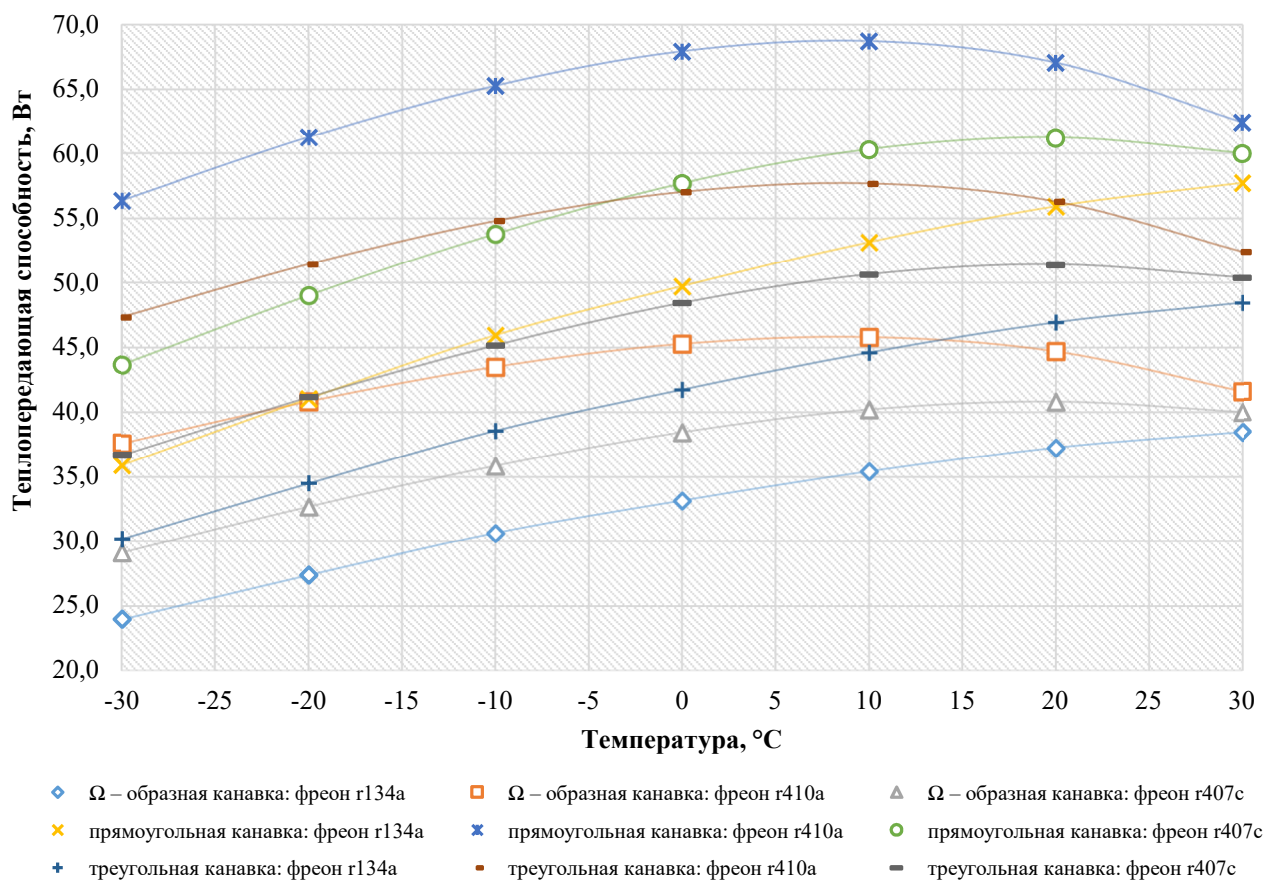


Рис. 4. Зависимость теплопередающей способности по уносу от средней рабочей температуры термосифонов

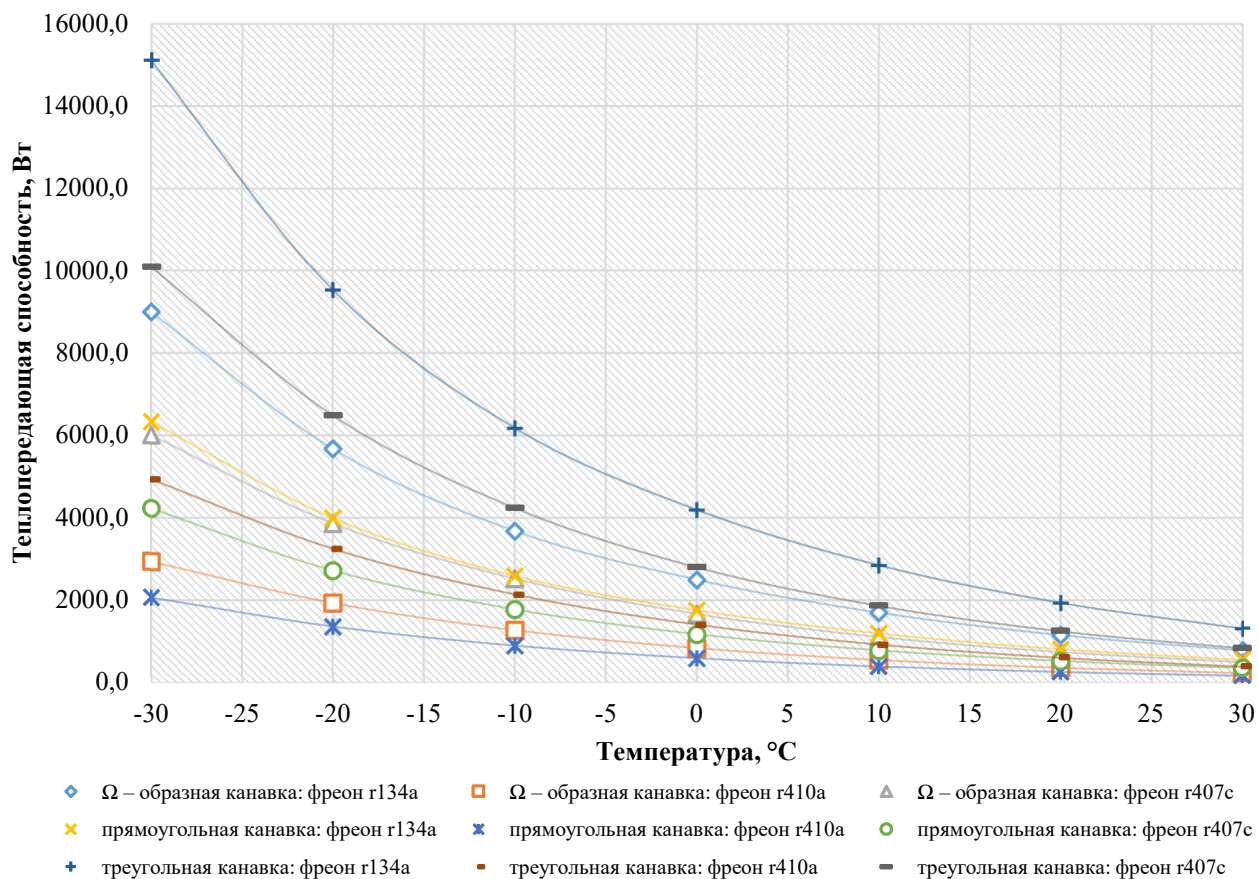


Рис. 5. Зависимость теплопередающей способности по кипению от средней рабочей температуры термосифонов

Проанализировав рисунки 2 – 5, можно отметить, что для термосифонов с внешним диаметром 8 мм заправленных фреонами R134a, R410a, R407c наилучшим вариантом капиллярной структуры является прямоугольная канавка. В то же время, определить, какое рабочее тело будет наилучшим вариантом, возможно лишь по графику тепловой мощности ТС. Зависимость тепловой мощности ТС от средней рабочей температуры представляет собой совокупность теплопередающих способностей по всем типам ограничений в диапазоне температур рабочего тела.

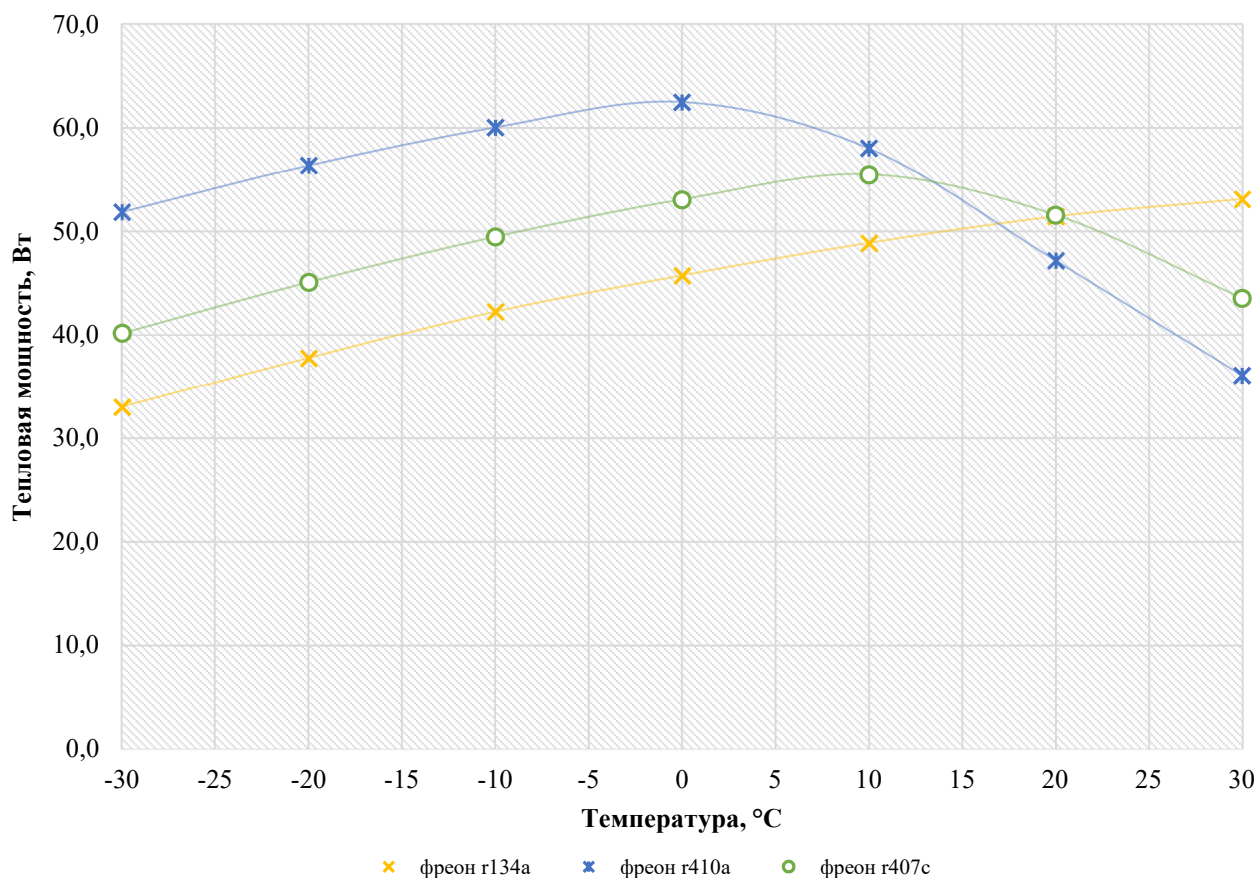


Рис. 6. Зависимость тепловой мощности от средней рабочей температуры термосифона с прямоугольной канавкой фреонов R134a, R410a, R407c

Выводы.

1. Графические зависимости четко определяют, какие ограничения теплопередающей способности больше всего влияют на общую производительность тепловой трубы. Наибольших значений достигают ограничение по звуковому пределу и кипению.

2. Критическими ограничениями, влияющими на характеристики тепловых труб, являются ограничение уноса и ограничение капиллярности.

3. При использовании в теплоутилизаторах ТТ с внешним диаметром 8 мм наибольшая тепловая мощность достигается с теплоносителем

R410a. В то же время превышение тепловой мощности по сравнению с фреонами R134a и R407c в среднем составляет 25 %.

4. Наилучшей капиллярной структурой для всех фреонов является прямоугольная канавка.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тимофеев А.В., Яковлев В.А Совершенствование конструкции теплоутилизатора на тепловых трубах на основании результатов CFD – моделирования // Вестник гражданских инженеров. 2021. №3(86). С. 113–119.

2. Sangpab N., Phrut S., Niti K., Pradit T. Mathematical model of bent-flattened sintered-

grooved heat pipe with concept of receding-and-excessing fluid // *Case Studies in Thermal Engineering*. 2021. № 27. Pp. 1–16. doi:10.1016/j.csite.2021.101307.

3. Jouhara H., Bertrand D., Axcell B., Montorsi L., Venturelli M., Almahmoud S., Milani M., Ahmad L., Chauhan A. Investigation on a full-scale heat pipe heat exchanger in the ceramics industry for waste heat recovery // *Energy*. 2021. № 223. Pp. 1–23. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120037>.

4. Xu Z., Zhang Y., Li B., Huang J. Modeling the phase change process for a two-phase closed thermosyphon by considering transient mass transfer time relaxation parameter // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016. № 101. Pp. 614–619. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.075.

5. Чи С. Тепловые трубы: теория и практика пер. В.Я. Сидорова. М.: Машиностроение, 1981. 207 с.

6. Alahmad M., Abd El-Aleem F. Heat transfer challenges in semiconductors processing and the applications of heat pipes for efficient heat removal // *Journal of King Saud University – Engineering Sciences*. 2003. № 15(1). Pp. 141–154. doi:10.1016/S1018-3639(18)30767-0.

7. Fadhl B., Wrobel L.C., Jouhara H. CFD modelling of a two-phase closed thermosyphon charged with R134a and R404a // *Applied Thermal Engineering*. 2015. № 78. Pp. 482–490. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.12.062.

8. Лукс А.Л., Матвеев А.Л. Анализ основных расчетных и экспериментальных теплофизических характеристик аммиачных тепловых труб повышенной тепловой проводимости из алюминиевых сплавов // *Вестник СамГУ*. 2008. №3(62). С. 331–357.

9. Nemes P., Caja A., Malcho M. Mathematical model for heat pipe transfer limitations of heat pipe // *Mathematical and Computer Modelling*. 2013. № 57. Pp. 126–136. doi:10.1016/j.mcm.2011.06.047.

10. Nemes P., Caja A., Lenhard R. Visualization of heat transport in heat pipes using a thermocamera // *Archives of Thermodynamics*. 2010. № 31(4). Pp. 125–132. doi:10.2478/V10173-010-0033-6.

11. Nemes P., Caja A., Malcho M., Lenhard R. Thermal performance measurement of heat pipe // *Archives of Thermodynamics*. 2010. № 31(3). Pp. 19–36. doi:10.4172/2229-8711.1000128.

12. Luo Y., Guodong W., Pengfei B., Huawei W., Ruipeng C., Yifan T., Xingliang C., Guofu Z. Modeling and experimental analysis of U-shaped segmented unidirectional heat pipe array cogeneration unit // *Case Studies in Thermal Engineering*. 2021. № 26. Pp. 1–16. doi:10.1016/j.csite.2021.101074.

13. Sukarno R., Putra N., Imansyah Ibnu H., Fuad Rachman F., Meurah Indra Mahlia T. Multi-stage heat-pipe heat exchanger for improving energy efficiency of the HVAC system in a hospital operating room // *International Journal of Low-Carbon Technologies*. 2021. № 16. Pp. 259–267. doi:10.1093/ijlct/ctaa048

14. Aridi R., Faraj J., Ali S., Gad El-Rab M., Lemenand T., Khaled M. Energy recovery in air conditioning system: comprehensive review, classifications, critical analysis and potential recommendations // *Energies*. 2021. № 14. Pp. 1–31. doi:10.3390/en14185869.

15. Yang K., Cong Z., Mao Y., Zhang X. Numerical simulation study of the heat transfer characteristic in Ω – shape grooved heat pipes // *Procedia Engineering*. 2017. № 205. Pp. 3916–3922. doi:10.1016/j.proeng.2017.10.033.

16. Jouhara H., Chauhan A., Nannou T., Almahmoud S., Delpech B., Wrobel L.C. Heat pipe based system – Advances and application // *Energy*. 2017. № 128. Pp. 729–754. doi:10.1016/j.energy.2017.04.028.

17. Дан П.Д., Рей Д.А. Тепловые трубы пер. Ю.А. Зейгарника. М.: Энергия, 1979. 272 с.

18. Guichet V., Delpech B., Khoedehgah N., Jouhara H. Experimental and theoretical investigation of the influence of heat transfer rate on the thermal performance of a multi-channel flat heat pipe // *Energy*. 2022. № 250. Pp. 1–19. doi:10.1016/j.energy.2022.123804.

19. Nookaraju B.Ch., Kurma Rao P.S.V., Nagarada S. Experimental and numerical analysis of thermal performance in heat pipes // *Procedia Engineering*. 2015. № 127. Pp. 800–808. doi:10.1016/j.proeng.2015.11.415.

20. Arat H., Arslan O., Ercetin U., Akbulut A. A comprehensive numerical investigation of unsteady-state two-phase flow in gravity assisted heat pipe enclosure // *Thermal Science and Engineering Progress*. 2021. № 25. Pp. 1–15. doi:10.1016/j.tsep.2021.100993.

Информация об авторах

Тимофеев Александр Васильевич, аспирант кафедры теплогазоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение. E-mail: timofeevavl@mail.ru. Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет. Россия, 190005, Санкт-Петербург, ул. 2-я Красноармейская, д. 4.

Поступила 06.10.2023 г.

© Тимофеев А.В., 2023

Timofeev A.V.

St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering

E-mail: timofeevavl@mail.ru

INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF THE CAPILLARY STRUCTURE OF A THERMOSIPHON ON ITS THERMAL POWER WITH HEAT CARRIERS R134a, R410a, R407c

Abstract. *Thermosiphon (TC) is an evaporative-condensing heat exchange device, where the circulation of the working fluid (intermediate coolant) is carried out due to gravitational forces. There is no porous wick in thermosiphons, it is replaced by grooves of various geometric shapes. Structurally, thermosiphons are made in the form of hermetically sealed and elongated cylindrical vessels, the inner volume of which is filled with a working fluid. Liquid heat carriers are used as the working fluid, which can perform an aggregate-phase transition at operating temperatures observed during operation in a recuperative heat exchanger. In this article, author is talking about comparing the limits of thermal power of thermosiphons operating at operating temperatures of ventilation and air conditioning systems. At the same time, thermosiphons use freons R134a, R410a, R407c as the working medium, and the capillary structure of thermosiphons is represented in the form of grooves of the following types: a Ω -shaped groove, a rectangular groove and a triangular groove. For comparison, a thermosiphon with an outer diameter of 8 mm is used. The dependences of the thermal power on the operating temperature for all types of limitations of the heat transfer capacity of thermosiphons are presented, depending on the capillary structure used and the working fluid. The analysis of the best capillary structure of thermosiphons when using freons as a working body is carried out.*

Keywords: *heat exchanger, thermosiphon, condensation, evaporation, maximum heat transfer capacity.*

REFERENCES

1. Timofeev A.V., Yakovlev V.A. Improving the design of a heat exchanger on heat pipes based on the results of CFD modeling [Sovershenstvovanie konstrukcii teploutilizatora na teplovyh trubah na osnovanii rezul'tatov CFD – modelirovaniya]. Bulletin of Civil Engineers. 2021. No. 3(86). Pp. 113–119. (rus)
2. Sangpab N., Phrut S., Niti K., Pradit T. Mathematical model of bent-flattened sintered-grooved heat pipe with concept of receding-and-excessing fluid. Case Studies in Thermal Engineering. 2021. Vol. 27. Pp. 1–16. doi:10.1016/j.csite.2021.101307
3. Jouhara H., Bertrand D., Axcell B., Montorsi L., Venturelli M., Almahmoud S., Milani M., Ahmad L., Chauhan A. Investigation on a full-scale heat pipe heat exchanger in the ceramics industry for waste heat recovery. Energy. 2021. Vol. 223. Pp. 1–23. doi:10.1016/j.energy.2021.120037.
4. Xu Z., Zhang Y., Li B., Huang J. Modeling the phase change process for a two-phase closed thermosyphon by considering transient mass transfer time relaxation parameter. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2016. Vol. 101. Pp. 614–619. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.075.
5. Chi S.W. Heat pipe: Theory and practice [Teplovye truby: teoriya i praktika per. V.YA. Sidorova]. The George Washington University. London. 1981. 207 p. (rus)
6. Alahmad M., Abd El-Aleem F. Heat transfer challenges in semiconductors processing and the applications of heat pipes for efficient heat removal. Journal of King Saud University – Engineering Sciences. 2003. Vol. 15(1). Pp. 141–154. doi:10.1016/S1018-3639(18)30767-0.
7. Fadhl B., Wrobel L.C., Jouhara H. CFD modelling of a two-phase closed thermosyphon charged with R134a and R404a. Applied Thermal Engineering. 2015. Vol. 78. Pp. 482–490. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.12.062.
8. Luks A.L., Matveev A.L. Analysis of the main computational and experimental thermophysical characteristics of ammonia heat pipes of increased thermal conductivity made of aluminum alloys [Analiz osnovnyh raschetnyh i eksperimental'nyh teplofizicheskikh harakteristik ammiachnyh teplovyh trub povyshennoj teplovoj provodimosti iz alyuminievyh splavov]. Bulletin of the Samara State University. 2008. No. 3(62). Pp. 331–357. (rus)
9. Nemeč P., Čaja A., Malcho M. Mathematical model for heat pipe transfer limitations of heat pipe. Mathematical and Computer modelling. 2013. Vol. 57. Pp. 126–136. doi:10.1016/j.mcm.2011.06.047.
10. Nemeč P., Čaja A., Lenhard R. Visualization of heat transport in heat pipes using a thermocamera. Archives of Thermodynamics. 2010. Vol. 31(4). Pp. 125–132. doi:10.2478/V10173-010-0033-6.
11. Nemeč P., Čaja A., Malcho M., Lenhard R. Thermal performance measurement of heat pipe. Archives of Thermodynamics. 2010. Vol. 31(3). Pp. 19–36. doi:10.4172/2229-8711.1000128.
12. Luo Y., Guodong W., Pengfei B., Huawei W., Ruipeng C., Yifan T., Xingliang C., Guofu Z.

Modeling and experimental analysis of U-shaped segmented unidirectional heat pipe array cogeneration unit. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2021. Vol. 26. Pp. 1–16. doi:10.1016/j.csite.2021.101074.

13. Sukarno R., Putra N., Imansyah Ibnu H., Fuad Rachman F., Meurah Indra Mahlia T. Multi-stage heat-pipe heat exchanger for improving energy efficiency of the HVAC system in a hospital operating room. *International Journal of Low-Carbon Technologies*. 2021. Vol. 16. Pp. 259–267. doi:10.1093/ijlct/ctaa048.

14. Aridi R., Faraj J., Ali S., Gad El-Rab M., Lemenand T., Khaled M. Energy recovery in air conditioning system: comprehensive review, classifications, critical analysis and potential recommendations. *Energies*. 2021. Vol. 14. Pp. 1–31. doi:10.3390/en14185869.

15. Yang K., Cong Z., Mao Y., Zhang X. Numerical simulation study of the heat transfer characteristic in Ω – shape grooved heat pipes. *Procedia Engineering*. 2017. Vol. 205. Pp. 3916–3922. doi:10.1016/j.proeng.2017.10.033.

16. Jouhara H., Chauhan A., Nannou T., Almahmoud S., Delpech B., Wrobel L.C. Heat pipe

based system – Advances and application. *Energy*. 2017. Vol. 128. Pp. 729–754. doi:10.1016/j.energy.2017.04.028.

17. Dunn P.D. Reay D.A. Heat Pipes [Тепловые трубы пер. Yu. A. Zejgarnika]. Pergamon Press. 1976. 272 p. (rus)

18. Guichet V., Delpech B., Khoedehgah N., Jouhara H. Experimental and theoretical investigation of the influence of heat transfer rate on the thermal performance of a multi-channel flat heat pipe. *Energy*. 2022. Vol. 250. Pp. 1–19. doi:10.1016/j.energy.2022.123804.

19. Nookaraju B.Ch., Kurma Rao P.S.V., Nagarada S. Experimental and numerical analysis of thermal performance in heat pipes. *Procedia Engineering*. 2015. Vol. 127. Pp. 800–808. doi:10.1016/j.proeng.2015.11.415.

20. Arat H., Arslan O., Ercetin U., Akbulut A. A comprehensive numerical investigation of unsteady-state two-phase flow in gravity assisted heat pipe enclosure. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2021. Vol. 25. Pp. 1–15. doi:10.1016/j.tsep.2021.100993.

Information about the authors

Timofeev, Alexander V. Postgraduate student. E-mail: timofeevavl@mail.ru. St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering. Russia, 190005, St. Petersburg, 2nd Krasnoarmeyskaya str., 4.

Received 06.10.2022

Для цитирования:

Тимофеев А.В. Исследование влияния капиллярной структуры термосифона на его тепловую мощность с теплоносителями R134a, R410a, R407c // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2023. № 3. С. 56–66. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-8-3-56-66

For citation:

Timofeev A.V. Investigation of the influence of the capillary structure of a thermosiphon on its thermal power with heat carriers R134a, R410a, R407c. *Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov*. 2023. No. 3. Pp. 56–66. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-8-3-56-66