
**ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ**

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ
И ТЕПЛООБМЕНА В КОЛЬЦЕВОМ ТЕРМОСИФОНЕ
ДЛЯ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК
ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ¹****© 2025 г. Л. Л. Васильев^а, *, А. С. Журавлёв^а, М. А. Кузьмич^а***^аИнститут тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси,
ул. Петруся Бровки, д. 15, г. Минск, 220072 Республика Беларусь***e-mail: lvasil@hmti.ac.by*

Поступила в редакцию 25.04.2024 г.

После доработки 19.12.2024 г.

Принята к публикации 25.12.2024 г.

Рассмотрены теплопередающая способность, т.е. способность передавать тепловой поток с минимальными потерями, термосифонов и перспективы использования пассивных систем на их основе для теплообменников различного назначения, например для утилизации тепла возобновляемых источников энергии и вторичных энергоресурсов (водные бассейны, грунт, грунтовые воды, отработавшие вода и пар промышленных производств и т.д.). В малой энергетике термосифоны могут служить для повышения потенциала тепловых насосов, в которых используется тепло альтернативных источников. Пассивные системы нагрева/охлаждения обеспечивают экономию электроэнергии, необходимой для питания электродвигателей. Термосифоны просты в эксплуатации, не нуждаются в постоянном обслуживании и могут быть эффективными промежуточными звеньями между источниками и потребителями тепла, способны поддерживать постоянную температуру охлаждаемых объектов. С их помощью могут быть организованы отвод и передача тепла за пределы высокотемпературной среды. Представлена конструкция кольцевого термосифона с пористым испарителем (КТПИ) и конденсатором, установленными горизонтально. Приведены результаты экспериментальных исследований термосифона с двумя рабочими жидкостями (фреон R245fa и вода). Определены распределение температур и термические сопротивления испарителя, конденсатора и термосифона в целом при разных тепловых нагрузках. Проанализировано влияние температуры охлаждающей среды на теплопередающую способность КТПИ при его нагреве постоянным тепловым потоком. При повышении температуры охлаждающей среды термическое сопротивление термосифона монотонно снижается. Исследованное устройство обладает высокой теплопередающей способностью (до 1.5 кВт), коротким временем запуска, динамичным выходом на стационарный режим при изменении нагрузки. Разработанные кольцевые термосифоны могут быть рекомендованы для использования в энергосберегающих системах, в частности в гелиоэнергетике (терморегулирование PV- и PVT-панелей²); в сочетании с тепловыми насосами — в тригенерационных установках, вырабатывающих электроэнергию, тепло и холод; в терморегулирующем оборудовании электротранспорта, электронной аппаратуры и других областях.

Ключевые слова: терморегулирование, пассивная система охлаждения, двухфазный теплообмен, термосифон, пористый испаритель, конденсатор

DOI: 10.56304/S0040363625700857

Эффективное использование энергии является важной проблемой современности, в связи с чем активно осваиваются альтернативные источники энергии и вторичные энергоресурсы: водные бассейны, грунт, грунтовые воды, отработав-

шие вода и пар промышленных производств и т.д. В системах утилизации тепла низкопотенциальных источников могут успешно применяться термосифоны — автономные теплопередающие устройства с испарительно-конденсационным циклом. Развитие технологий использования низкопотенциальных источников тепла позволяет экономить ископаемое углеродное сырье и снижать негативное воздействие на окружающую среду выбросов парниковых газов, золы, оксидов

¹ Исследования выполнены при финансовой поддержке Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований (грант № T23РНФ-227).

² PV- и PVT-панели — солнечные фотоэлектрические и солнечные фотоэлектрические тепловые панели.

серы и других вредных веществ, которые приводят к изменению климата.

Улучшению экологической обстановки способствует и перевод на электроэнергию части авиапарка. В системах терморегулирования оборудования электротранспорта также перспективно применение термосифонов. Пассивные системы охлаждения электротранспорта (тепловые трубы, термосифоны, паровые камеры) не нуждаются в насосах для перекачки теплоносителя, поэтому снижается потребление электроэнергии, питающей электродвигатели. Они эффективны, не требуют обслуживания и энергозатрат на функционирование, передают большие тепловые потоки с последующим их рассеиванием при минимальном перепаде температуры.

Широко известны разработки и исследования двухфазных теплопередающих устройств, выполненные в [1–7]. Важная роль в таких системах отведена двухфазным кольцевым термосифонам и контурным тепловым трубам [8, 9].

Тепловые трубы и термосифоны перспективны для терморегулирования оборудования электротранспорта, в том числе летательных аппаратов с электрической или гибридной силовой установкой [10–12]. Они легки, компактны и надежны, повышают производительность объектов, снижая и стабилизируя их температуру.

КОЛЬЦЕВОЙ ТЕРМОСИФОН С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМИ ПОРИСТЫМ ИСПАРИТЕЛЕМ И КОНДЕНСАТОРОМ

При необходимости горизонтального расположения испарителя и конденсатора двухфазного теплопередающего устройства может применяться кольцевой (контурный) термосифон. В ИТМО НАН Беларуси разработан и исследован новый кольцевой термосифон с горизонтальными пористым испарителем и конденсатором, предназначенный для терморегулирования объектов с интенсивным тепловыделением. Основными компонентами КТПИ являются: испаритель, конденсатор, компенсационная камера, паровая и жидкостная трубки (каналы) разного диаметра. Последние применяются для передачи пара из испарителя в конденсатор и жидкости из конденсатора в испаритель (рис. 1). Теплоноситель возвращается из конденсатора в испаритель по жидкостной трубке под действием силы тяжести, а пар из испарителя переносится в конденсатор по паровой трубке под действием перепада давления между испарителем и конденсатором, вызванного перепадом температуры. Отсутствие трения между потоками пара и жидкости увеличивает теплопередающую способность КТПИ.

Данное устройство создано на базе ранее разработанного прототипа [13] и обладает более высо-

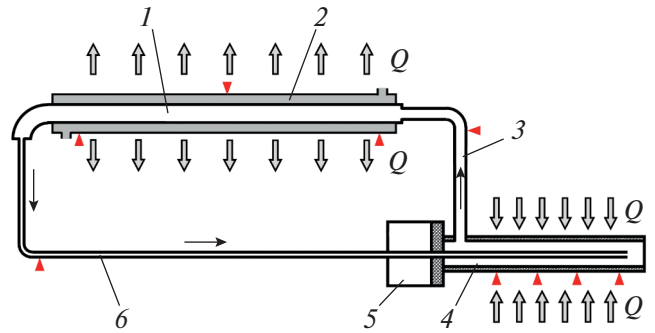


Рис. 1. Кольцевой термосифон с горизонтальным пористым испарителем. Треугольниками обозначены места установки термодатчиков.

1 — конденсатор; 2 — проточный теплообменник; 3 — паровой канал; 4 — испаритель; 5 — компенсационная камера; 6 — жидкостный канал

кой теплопередающей способностью. Внутренняя поверхность испарителя покрыта тонким пористым слоем (фитилем) из спеченного медного порошка. Между жидкостной трубкой и фитилем испарителя имеется кольцевой зазор для передачи двухфазного потока теплоносителя вдоль испарителя (от торца испарителя до пористой мембраны компенсационной камеры). Влажность теплоносителя изменяется от 100% (конец жидкостного канала вблизи торца камеры испарителя) до влажности насыщенного пара в зоне контакта испарителя с паровым каналом и пористой мембраной компенсационной камеры. Тепло конденсатора рассеивается радиатором или отводится жидкостным теплообменником. Размеры компонентов КТПИ представлены в табл. 1. Все детали термосифона изготовлены из меди.

Циркуляцию рабочей жидкости по контуру КТПИ обеспечивают гравитационный напор Δp_{Γ} и давление, возникающее вследствие генерации пара в кольцевом зазоре испарителя $\Delta p_{\Gamma,п}$ (разность давлений между мениском жидкости и паром). В совокупности они должны быть равными суммарным потерям давления в контуре или превышать их:

$$\Delta p_{\Gamma} + \Delta p_{\Gamma,п} \geq \Delta p_{ж} + \Delta p_{п} + \Delta p_{и} + \Delta p_{к},$$

где $\Delta p_{ж}$, $\Delta p_{п}$ — потери давления в потоках жидкости и пара; $\Delta p_{и}$, $\Delta p_{к}$ — падение давления из-за ис-

Таблица 1. Размеры компонентов КТПИ (толщина стенки 1 мм)

Элемент	Диаметр, мм	Длина, мм
Испаритель	18	200
Конденсатор	15	850
Паровая трубка	10	350
Жидкостная трубка	6	400

парения/кипения и конденсации на границе раздела жидкость — пар.

Назначение капиллярно-пористого покрытия, выполненного из спеченных микрочастиц дендритной формы на внутренней стенке испарителя, — распределение капиллярными силами жидкой фазы по всему объему пор фитиля и интенсификация теплообмена при испарении и кипении. Пористый фитиль обеспечивает увеличение площади поверхности парообразования, изменение механизма фазового перехода, что в итоге способствует повышению теплоотдачи в 2.0–2.5 раза по сравнению с процессом при испарении/кипании жидкости на гладкой поверхности. Проницаемость фитиля испарителя КТПИ превышает $1.0 \times 10^{-13} \text{ м}^2$ при пористости 60%, наличии пор разного диаметра (мини и макро) и эффективном радиусе пор 60–100 мкм. Высокая пористость фитиля гарантирует необходимый массовый расход жидкости через его структуру.

Конденсатор выполнен в виде трубки, размещенной внутри теплообменника “труба в трубе” с жидкостным охлаждением. Компенсационная камера служит аккумулятором дополнительной жидкости и предназначена для ускорения запуска КТПИ в работу в нестационарном режиме. Кроме того, она (камера) используется для снабжения концевой части фитиля испарителя рабочей жидкостью благодаря капиллярному напору, а также для аккумуляции и адсорбции неконденсирующихся газов при их образовании. Пористая мембрана компенсационной камеры улавливает капли жидкости из потока пара, движущегося вдоль парового зазора испарителя.

Для предотвращения реверсного движения пара и блокировки жидкостной трубки внутренние диаметры жидкостной и паровой трубок имеют разные размеры (соотношение между ними 6 : 10 соответственно).

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ КТПИ

На рис. 2 представлена схема стенда для проведения экспериментальных исследований термосифонов (может использоваться и для тепловых труб). Тепловой поток к испарителю подводился от омического нагревателя, подключенного к источнику постоянного тока Mastech HY10010E, обеспечивавшего точность установки напряжения 1.0 В и тока — 0.1 А. На поверхность нагревателя, сопряженную с испарителем, для снижения контактного термического сопротивления наносился тонкий слой теплопроводящей пасты. От конденсатора тепло отводилось в жидкостном проточном теплообменнике, в котором темпера-

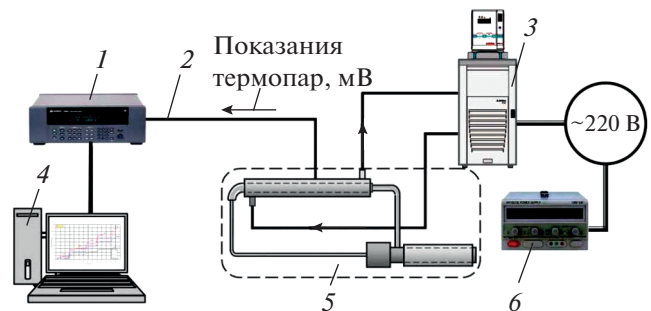


Рис. 2. Схема экспериментального стенда.

1 — мультиметр Agilent; 2 — соединительный кабель; 3 — криотермостат; 4 — компьютер; 5 — термосифон; 6 — источник постоянного тока

тура охлаждающей жидкости стабилизировалась криотермостатом LOIP FT-316-40 с погрешностью поддержания температуры $\pm 0.1^\circ\text{C}$.

Для минимизации тепловых потерь испаритель, паровой и жидкостный каналы покрывали теплоизоляцией. Перед заправкой термосифона рабочей жидкостью из него откачивался воздух. После запуска КТПИ тепловая нагрузка наращивалась пошагово. Измерения выполнялись после выхода устройства на стационарный режим. Для измерения температуры использовались термопары Т-типа (медьконстантановые); на верхней образующей испарителя термопары размещались симметрично нижней (см. рис. 2). С помощью оборудования стенда определяли температурное поле вдоль испарителя и конденсатора при разных тепловых нагрузках, термические сопротивления термосифона и его компонентов, а также другие параметры.

Полное термическое сопротивление КТПИ складывается из образующих контур локальных составляющих, аналогично термическим сопротивлениям тепловых труб и термосифонов других видов, включая традиционные, описание которых приводится в литературе [14]. Схема контура термических сопротивлений КТПИ показана на рис. 3.

Сопротивление R_3 на несколько порядков превышает остальные локальные составляющие и включено в контур параллельно сопротивлениям от R_2 до R_6' , поэтому передачей тепла по материалу корпуса термосифона в осевом направлении можно пренебречь. Сопротивления R_3 , R_6' и R_6'' не учитывались, так как они очень малы и практически не влияют на передачу теплового потока. Таким образом, полное термическое сопротивление термосифона может быть представлено следующим образом:

$$R_{TC} = \underbrace{R_1 + R_2 + R_4}_{R_i} + \underbrace{R_8 + R_9}_{R_k} = R_i + R_k.$$

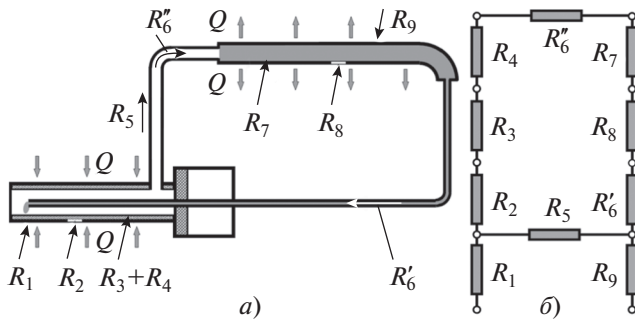


Рис. 3. Локальные термические сопротивления КТПИ (а) и контура кольцевого термосифона (б). Термическое сопротивление: R_1 — испарителя, связанное с внешним теплообменом; R_2 — стенки испарителя; R_3 — обусловленное кривизной мениска; R_4 — зависящее от парообразования; R_5 — осевое стенки испарителя; R_7 — связанное с конденсацией; R_8 — стенки конденсатора; R_9 — конденсатора, зависящее от внешнего теплообмена; R'_6, R''_6 — термические сопротивления, связанные с переносом тепла жидкостью и паром

Значения термических сопротивлений рассчитывались по формулам:

$$R_{\text{и}} = \frac{\bar{t}_{\text{и}} - \bar{t}_{\text{п}}}{Q} = \frac{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m t_{\text{и},i} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_{\text{п},i}}{Q}; \quad (1)$$

$$R_{\text{к}} = \frac{\bar{t}_{\text{п}} - \bar{t}_{\text{к}}}{Q} = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_{\text{п},i} - \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k t_{\text{к},i}}{Q}; \quad (2)$$

$$R_{\text{ТС}} = R_{\text{и}} + R_{\text{к}} = \frac{\bar{t}_{\text{и}} - \bar{t}_{\text{к}}}{Q} = \frac{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m t_{\text{и},i} - \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k t_{\text{к},i}}{Q}, \quad (3)$$

где Q — передаваемый тепловой поток; $\bar{t}_{\text{и}}$, $\bar{t}_{\text{к}}$ и $\bar{t}_{\text{п}}$ — экспериментально определенные средние температуры по поверхностям испарителя, конденсатора и пара в паровом канале; m , n и k — количество термопар на поверхностях испарителя, паровой трубки и конденсатора соответственно.

При анализе погрешностей измерений использовалась методика, предложенная в [15]. Погрешность расчета термических сопротивлений $R_{\text{и}}$, $R_{\text{к}}$ и $R_{\text{ТС}}$ по формуле

$$\Delta R/R = \sqrt{(\Delta Q/Q)^2 + (\Delta(\Delta \bar{t}_x)/\Delta \bar{t}_x)^2} \quad (4)$$

не превышала 6.8%.

В (4) $\Delta \bar{t}_x$ — это значения $(\bar{t}_{\text{и}} - \bar{t}_{\text{п}})$, $(\bar{t}_{\text{п}} - \bar{t}_{\text{к}})$ и $(\bar{t}_{\text{и}} - \bar{t}_{\text{к}})$.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для определения теплопередающей способности КТПИ была проведена серия экспериментов с двумя рабочими жидкостями — фреоном R245fa и водой. Установлены динамика запуска и выхода на стационарный режим при изменении тепловых нагрузок, термические сопротивления испарителя $R_{\text{и}}$, конденсатора $R_{\text{к}}$ и всего устройства $R_{\text{ТС}}$. В программу экспериментов с водой также входила оценка максимальной теплопередающей способности КТПИ.

Характеристики КТПИ с рабочей жидкостью фреон R245fa

Заправленный фреоном R245fa термосифон при ступенчатом повышении подводимого теплового потока с шагом 20–30 Вт легко переключался на новый режим работы даже при небольших изменениях нагрузки. Время выхода КТПИ на стационарный режим составляло всего несколько секунд (рис. 4).

Процессы двухфазного теплообмена в продольном канале испарителя моделировали на специальной установке. Цилиндрический образец с пористой поверхностью помещали внутрь цилиндрической оболочки из кварцевого стекла с образованием коаксиального зазора. Прозрачность оболочки позволяла изучать процессы визуально. При разных тепловых нагрузках и высоте гидростатического столба рабочей жидкости над исследуемым образцом наблюдались смены режимов течения от расслоенного до снарядного (рис. 5).

Измерения температуры, моделирование процессов в испарителе, а также визуальные наблюдения показали, что вдоль испарителя имеются зоны с разными режимами теплообмена: нагрев переохлажденной жидкости до температуры насыщения, переход к кипению насыщенной жидкости, развитое кипение и испарение внутри пористого фитиля. Этим объясняется

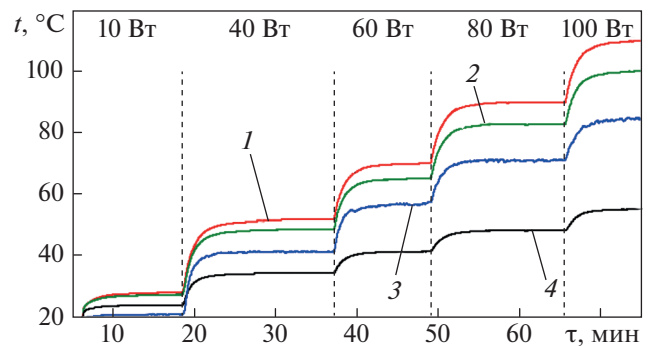


Рис. 4. Запуск кольцевого термосифона с горизонтальным испарителем и конденсатором. Температура: 1 — испарителя; 2 — пара; 3 — жидкости (R245fa); 4 — конденсатора



Рис. 5. Расслоенный (а) и снарядный (б) режимы течения в кольцевом канале испарителя

плавное снижение температуры по длине испарителя (рис. 6).

Исследовалось влияние температуры охлаждающей среды на термические сопротивления заправленного фреоном R245fa термосифона и его компонентов при постоянной тепловой нагрузке $Q = 40$ Вт, при которой КТПИ обладает максимальной эффективной теплопроводностью.

Термические сопротивления испарителя $R_{\text{и}}$, конденсатора $R_{\text{к}}$ и всего устройства $R_{\text{ТС}}$ отражают теплопередающую способность КТПИ. Он обес-

печивает устойчивый теплообмен в большом диапазоне тепловых нагрузок, имеет более низкое термическое сопротивление по сравнению с традиционными термосифонами. Повышение температуры охлаждающей среды приводило к монотонному снижению термического сопротивления устройства (рис. 7). Это можно объяснить уменьшением количества тепла, необходимого для предварительного нагрева рабочей жидкости в испарителе до температуры и давления насыщения, что является благоприятным фактором при охлаждении теплонагруженного оборудования.

В табл. 2 приведены значения эффективной теплопроводности КТПИ, рассчитанные по формуле

$$\lambda_{\text{эф}} = \frac{QL_{\text{эф}}}{A(t_{\text{и}} - t_{\text{к}})},$$

где A – площадь поперечного сечения испарителя; $L_{\text{эф}} = (L_{\text{ТС}} - L_{\text{а}})/2 + L_{\text{а}}$; $L_{\text{а}}$ – длина адиабатического участка.

Полученные данные свидетельствуют о хороших тепловых свойствах КТПИ в исследованном диапазоне тепловых нагрузок.

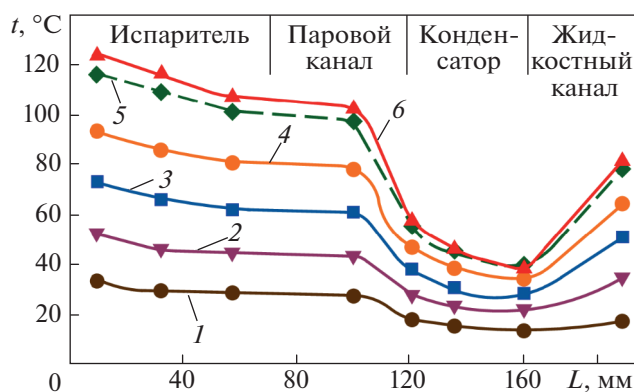


Рис. 6. Распределение температуры по контуру L кольцевого термосифона с горизонтальным испарителем и конденсатором. Рабочая жидкость – R245fa. Тепловая нагрузка, Вт: 1 – 30; 2 – 50; 3 – 70; 4 – 90; 5 – 110; 6 – 120

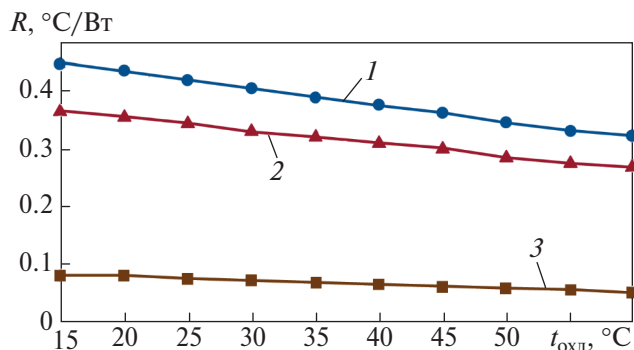


Рис. 7. Зависимости термических сопротивлений компонентов КТПИ от температуры охлаждающей среды $t_{\text{охл}}$ при тепловой нагрузке $Q = 40$ Вт.
1 – $R_{\text{ТС}}$; 2 – $R_{\text{к}}$; 3 – $R_{\text{и}}$

Результаты исследования термосифона КТПИ, заправленного водой

На рис. 8 представлен график изменения температуры КТПИ, заправленного водой, в диапазоне тепловых потоков 10–1500 Вт. Тепловую нагрузку, начиная со стартового значения 100 Вт, наращивали с шагом 100 Вт. Испытания показали, что КТПИ способен передавать тепловые потоки до 1700 Вт (критический тепловой поток – 1750 Вт). Термическое сопротивление испарителя с ростом тепловой нагрузки монотонно снижается до $0.07^\circ\text{C}/\text{Вт}$, затем, при приближении нагрузки к критическому тепловому потоку, оно начинает увеличиваться (рис. 9).

Таким образом, благодаря пористому покрытию теплонагруженных поверхностей теплообмена испарителей КТПИ (слой микро- и наночастиц) существенно меняется их морфология, уменьшается краевой угол смачивания, увеличивается площадь поверхности теплообмена, внутри пористых структур, обладающих открытой пористостью (нано-, микро-, мезо- и макропоры), образуются тонкие пленки испаряющейся жидкости. С повышением мощности двигателей

Таблица 2. Эффективная теплопроводность КТПИ, заправленного фреоном R245fa

Q , Вт	$t_{и}$, °C	$t_{к}$, °C	$\lambda_{эф}$, Вт/(м · К)
10	28	21.0	2623.3
40	52	34.5	4197.3
60	70	41.3	3839.0
80	90	48.3	3522.9
100	110	55.0	3338.7

электротранспортных средств, имеющих сложные системы управления, для их нормальной работы однозначно требуется интенсивный отвод тепла при меньшей площади для размещения систем охлаждения. Проблема отвода избыточного тепла от электродвигателя и тепловыделяющего электронного оборудования может быть успешно решена с помощью новых кольцевых термосифонов. Эти устройства автономны, бесшумны, их работа не требует затрат энергии, что очень важно для электротранспорта. Они могут воспринимать тепло от охлаждаемого объекта, отводить его за пределы объема, заполненного оборудованием, и затем передавать его охлаждающей жидкости или воздуху. Такая система эффективна, надежна

на и удобна в эксплуатации. Новые конструкции термосифонов дают возможность наилучшим способом решить проблему охлаждения и терморегулирования двигателя, трансмиссий и силовой электроники бортовой аппаратуры гибридного и электротранспорта.

ВЫВОДЫ

1. Предложенный в статье КТПИ применим для эффективной утилизации тепла возобновляемых источников энергии (солнце, грунт) и безвозвратно теряемого в ходе различных технологических процессов при улучшении экологических условий производства продукции в разных отраслях промышленности и сельского хозяйства, а также для охлаждения разнообразной аппаратуры, в том числе оборудования электротранспорта. К испарителю КТПИ может быть присоединено несколько охлаждаемых элементов, например электронные микросхемы, светодиоды и т.д.

2. Кольцевой термосифон с горизонтальным испарителем и конденсатором обладает высокой теплопередающей способностью, динамичным выходом на рабочий режим и быстрой реакцией на изменение подведенного теплового потока вследствие малой инерционности. Он устойчиво функционирует в широком диапазоне тепловых нагрузок.

3. Системы терморегулирования на базе КТПИ могут быть рекомендованы для использования при разработке энергосберегающих технологий, в частности гелиоэнергетических (терморегулирование солнечных панелей, фотоэлектрических преобразователей); в сочетании с тепловыми насосами — в тригенерационных установках, вырабатывающих электроэнергию, тепло и холод в виде охлажденной воды для технологических нужд или кондиционирования помещений, что позволит снизить расход топливных ресурсов и уменьшить тепловое загрязнение окружающей среды; в терморегулирующем оборудовании электротранспорта, в медицине в качестве прибора для проведения операций по охлаждению/замораживанию злокачественных опухолей и других областях. Будучи пассивными, они применимы в электротранспорте, так как не требуют расхода дефицитной электроэнергии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ивановский М.Н., Сорокин В.П., Ягодкин И.В. Физические основы тепловых труб. М.: Атомиздат, 1978.
2. Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. 2-е изд., доп. и перераб. Киев: Факт, 2005.
3. Шустов М.В., Кузма-Кичта Ю.А., Лавриков А.В. Покрытие микроканала наночастицами — эффективный метод повышения критической тепловой

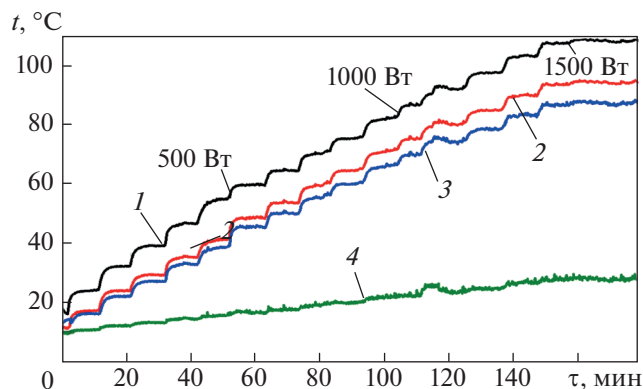


Рис. 8. Изменение во времени температуры компонентов КТПИ, заправленного водой. Каждая ступенька соответствует повышению тепловой нагрузки на 100 Вт. Температура: 1 — испарителя; 2 — потока пара; 3 — жидкости (конденсата); 4 — охлаждающей жидкости

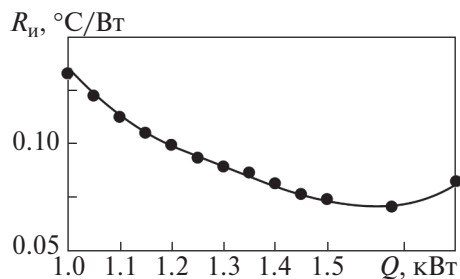


Рис. 9. Зависимость термического сопротивления испарителя КТПИ от тепловой нагрузки

- нагрузки // Теплоэнергетика. 2017. № 4. С. 72–78. <https://doi.org/10.1134/S0040363617030079>
4. **Новое** оборудование ЦКТИ для утилизации вторичных ресурсов нефтеперерабатывающих заводов / Е.И. Дорман, И.Я. Токарев, О.В. Дуров, А.А. Белов // Труды НПО ЦКТИ. 2002. Вып. 287. С. 267–276.
 5. **Естественная** циркуляция среды в слабо отклоненном от горизонтали термосифоне / Б.Ф. Балуннов, В.Д. Лычаков, А.А. Щеглов, А.С. Матяш, М.Ю. Егоров, А.О. Борисов // ТВТ. 2020. Т. 58. № 3. С. 384–392. <https://doi.org/10.31857/S0040364420030047>
 6. **Смирнов Г.Ф., Бурдо О.Г.** Моделирование процессов в тепловых трубах и термосифонах. Одесса: Полиграф, 2012.
 7. **Васильев Л.Л., Конев С.В., Хроленок В.В.** Интенсификация теплообмена в тепловых трубах. Минск: Наука и техника, 1983.
 8. **Дмитрин В.И., Майданик Ю.Ф.** Разработка и исследования контурного термосифона с плоским испарителем при различных углах наклона // ТВТ. 2018. Т. 56. № 1. С. 86–91. <https://doi.org/10.7868/S0040364418010118>
 9. **Maydanik Y., Vershinin S., Chernysheva M.** Investigation of thermal characteristics of an LHP evaporator with heat sources having different heating surface areas // Appl. Therm. Eng. 2021. V. 199. P. 117533. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117533>
 10. **Heat pipe air-cooled thermal management system for lithium-ion batteries: High power applications** / H. Behi, M. Behi, D. Karimi, J. Jaguemont, M. Ghanbarpour, M. Behnia, M. Berecibar, J.V. Mierlo // Appl. Therm. Eng. 2021. V. 183. P. 116240. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116240>
 11. **Design of a battery cooling system for hybrid electric aircraft** / H. Kellermann, S. Fuhrmann, M. Shamiyeh, M. Hornung // J. Propul. Power. 2022. V. 38. Is. 5. P. 736–751. <https://doi.org/10.2514/1.B38695>
 12. **Review of thermal management technology for electric vehicles** / D. Dan, Y. Zhao, M. Wei, X. Wang // Energies. 2023. V. 16. Is. 12. P. 4693. <https://doi.org/10.3390/en16124693>
 13. **Кольцевой термосифон для охлаждения теплонагруженных компонентов электроники** / Л.Л. Васильев, А.С. Журавлёв, М.А. Кузьмич, В.К. Куликовский, В.А. Олехнович // ИФЖ. 2023. Т. 96. № 7. С. 1739–1747.
 14. **Mantelli M.B.H.** Thermosyphon technology for industrial applications // Heat Pipes and Solid Sorption Transformations. Fundamentals and Practical Applications / Ed. by L.L. Vasiliev, S. Kakaç. Boca Raton; L.; N.Y.: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2013. P. 411–464. <https://doi.org/10.1201/b14864>
 15. **Uncertainty of temperature measured by thermocouple** / Y.Y. Kee, Y. Asako, T.L. Ken, N.A.C. Sidik // J. Adv. Res. Fluid Mech. Therm. Sci. 2020. V. 68. Is. 1. P. 54–62. <https://doi.org/10.37934/arfmts.68.1.5462>

Experimental Study of Hydrodynamics and Heat Transfer in a Loop Thermosyphon for Thermal Control of Power Plants of Electric Aircraft

L. L. Vasiliev^{a, *}, A. S. Zhuravlyov^a, and M. A. Kuzmich^a

^a A.V. Luikov Institute of Heat and Mass Transfer of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, 220072 Republic of Belarus

*e-mail: lvasil@hmti.ac.by

Abstract—The heat-transmitting capability, i.e., the ability to transfer heat flux with minimal losses, of thermosyphons and the prospects for using passive systems based on them for heat exchangers of various purposes, such as those for the utilization of heat from renewable energy sources and secondary energy resources (water basins, soil, groundwater, waste water and steam from industrial production, etc.) are considered. In small-scale power engineering, thermosyphons can be used to increase the potential of heat pumps that use heat from alternative sources. Passive heating/cooling systems ensure savings in the electricity required to power electric motors. Thermosyphons are easy to operate, do not require constant maintenance and can be effective intermediate links between heat sources and consumers, and are capable of maintaining a constant temperature of cooled objects. They can be used to organize the removal and transfer of heat outside a high-temperature environment. The design of a loop thermosyphon with a porous evaporator (LTSPE) and a condenser installed horizontally is presented. The article presents the results of experimental studies of a thermosyphon with two working fluids (freon R245fa and water). The temperature distribution and thermal resistances of the evaporator, condenser and thermosyphon as a whole are determined under different thermal loads. The effect of the cooling medium temperature on the heat-transmitting capability of the thermosyphon heated by a constant heat flux is analyzed. With an increase in the cooling medium temperature, the thermal resistance of the thermosyphon monotonically decreases. The studied device has a high heat-transmitting capability (up to 1.5 kW), a short start-up time, and a dynamic attainment of a steady-state mode when the load changes. The developed loop thermosyphons can be recommended for use in energy-saving systems, in particular in solar power engineering (thermal control of PV and PVT panels); in combination with heat pumps — in trigeneration plants generating electricity, heat and cold; in thermostatic equipment for electric transport, electronic equipment and in other areas

Keywords: thermal management, passive cooling system, heat pipe, thermosyphon