

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН, СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНТУРНОЙ ТЕПЛОВОЙ ТРУБЫ С УВЕЛИЧЕННЫМ РАССТОЯНИЕМ ТЕПЛОПЕРЕНОСА

© 2024 г. Ю. Ф. Майданик^а, *, В. Г. Пастухов^а, М. А. Чернышева^а

^аИнститут теплофизики Уральского отделения РАН, ул. Амундсена, д. 107а, г. Екатеринбург, 620016 Россия

*e-mail: lhtd@itpuran.ru

Поступила в редакцию 21.06.2023 г.

После доработки 15.08.2023 г.

Принята к публикации 30.08.2023 г.

Задача энергоэффективного подвода и отвода тепла в системах теплового регулирования, нагрева и охлаждения весьма актуальна для многих отраслей техники. В статье представлены результаты разработки и исследования контурной тепловой трубы (КТТ) длиной 21 м, которая является пассивным теплопередающим устройством, работающим по замкнутому испарительно-конденсационному циклу с использованием капиллярного давления для прокачки теплоносителя. Эти устройства могут быть использованы в таких системах, где источник и сток тепла удалены один от другого на расстояние, измеряемое метрами и даже десятками метров, без применения дополнительных источников энергии. В устройстве имеются испаритель диаметром 24 мм с зоной нагрева длиной 188 мм, паропровод и конденсаторопровод (внешний/внутренний диаметры 8/6 и 6/4 мм). В качестве конденсатора использован теплообменник типа “труба в трубе” длиной 310 мм, снабженный рубашкой охлаждения. Испытания проводились при горизонтальном положении КТТ. Тепло от конденсатора отводилось путем вынужденной конвекции смеси вода – этиленгликоль с температурой 20 и –20°C и расходом 6 дм³/мин. Тепловая нагрузка, подводимая к испарителю от электрического нагревателя, увеличивалась от 200 до 1700 Вт в первом случае и до 1300 Вт во втором. Температура пара на выходе из испарителя изменялась при этом соответственно от 25 до 62°C и от 24 до 30°C. Максимальный перепад его температуры по длине паропровода не превышал 4°C. Подобные устройства могут быть использованы в энергоэффективных системах утилизации низкопотенциального тепла, обогрева или охлаждения удаленных объектов, а также для равномерного распределения тепла по большой поверхности стоков тепла.

Ключевые слова: пассивные теплопередающие устройства, контурные тепловые трубы, испарение, конденсация, капиллярное давление, утилизация тепла, тепловая нагрузка, теплофизические свойства теплоносителя

DOI: 10.56304/S0040363624020061

Контурные тепловые трубы – это теплопередающие устройства, работающие по испарительно-конденсационному циклу, в которых для прокачки теплоносителя используется капиллярное давление [1]. Основными компонентами КТТ являются испаритель и конденсатор, сообщающиеся посредством отдельных паропровода и конденсаторопровода, имеющих относительно малый диаметр. Принципиальная схема устройства показана на рис. 1.

Капиллярное давление в КТТ создается специальной мелкопористой капиллярной структурой – фитилем, размещенным только в испарителе, в отличие от обычных тепловых труб, где фитиль распределен по всей длине устройства [2]. Фитиль в КТТ снабжен системой пароотводных каналов, дискретно размещенных по его периферии у стенки испарителя. Эти каналы формиру-

ют зону испарения – активную зону испарителя, к которой может подводиться тепловая нагрузка от внешнего источника тепла. Фитиль здесь выполняет одновременно функции капиллярного насоса и эффективного испарительного теплообменника, обладающего низким термическим сопротивлением. В качестве капиллярного насоса мелкопористый фитиль способен создавать давление, которое достаточно для транспортировки теплоносителя на расстояние, исчисляемое метрами или даже десятками метров. Вместе с тем, он имеет относительно низкое собственное гидравлическое сопротивление, поскольку расстояние, на которое продвигается теплоноситель в пористой среде, значительно меньше расстояния переноса тепла.

Что касается низкого термического сопротивления испарителя, то оно обусловлено высоким

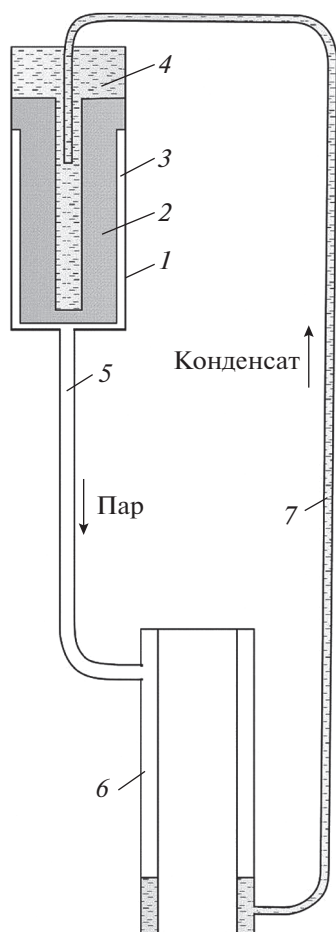


Рис. 1. Принципиальная схема контурной тепловой трубы.

1 – испаритель; 2 – фитиль; 3 – паропроводный канал; 4 – компенсационная полость; 5 – паропровод; 6 – конденсатор; 7 – конденсаторопровод

коэффициентом теплопередачи, который, в свою очередь, связан с высокой теплотой испарения теплоносителей, обычно используемых в КТТ, и развитой поверхностью испаряющих менисков в фитиле, имеющем поры радиусом от 1 до 10 мкм и пористость 40–70%. В одном корпусе с испарителем размещена компенсационная полость, которая служит для аккумуляции жидкой фазы теплоносителя, вытесняемого из паропровода и частично из конденсатора при работе КТТ. Здесь фитиль выполняет дополнительные функции теплового и гидравлического затвора, обеспечивает создание перепада температуры с соответствующей ему разностью давлений между его испаряющей и впитывающей поверхностями. Такая разность давлений необходима для вытеснения теплоносителя. Испаритель в КТТ может иметь цилиндрическую, плоскую дискообразную или прямоугольную форму. Испарители цилиндрической формы обычно используются с теплоносителями, давле-

ние пара которых выше атмосферного. У конденсатора могут быть различные размеры и разная форма, которые соответствуют условиям эксплуатации КТТ.

Контурная тепловая труба работает следующим образом. При подводе тепла к активной зоне испарителя происходит испарение теплоносителя в паропроводные каналы, из которых пар поступает в паропровод и затем в конденсатор, где конденсируется, отдавая тепло внешнему приемнику, например, путем воздушной, жидкостной конвекции или радиации, если устройство используется в космических условиях. Контурные тепловые трубы не содержат механически подвижных частей и не потребляют дополнительной энергии, кроме той, которую передают, что позволяет отнести их к так называемым пассивным теплопередающим устройствам, мощность которых может достигать сотен и тысяч ватт. Такие качества контурных тепловых труб открывают большие возможности для использования их, например, в энергоэффективных системах утилизации низкопотенциального тепла, передачи тепла от возобновляемых источников энергии, в системах обогрева или охлаждения различных объектов, удаленных от источника или стока тепла, а также в системах терморегулирования космических аппаратов. Поэтому разработка длинных и мощных КТТ, а также изучение их тепловых характеристик являются актуальной задачей, привлекающей внимание многих исследователей.

К числу подобных разработок можно отнести, в частности, КТТ длиной 1.82 м с водой в качестве теплоносителя, передающей 900 Вт в “антигравитационном” режиме при температуре испарителя 150°C [3]. В этой работе труба была расположена вертикально и тепло передавалось сверху вниз. В [4] представлены результаты разработки и испытаний теплопередающего устройства, состоящего из двух последовательно состыкованных КТТ общей длиной 2.97 м с аммиаком в качестве теплоносителя, передающего 800 Вт в горизонтальном положении при температуре 75°C. Термическое сопротивление КТТ при этом составило 0.03 К/Вт.

Результаты разработки и испытаний 10-метровой КТТ с этанолом в качестве теплоносителя, предназначенной для утилизации низкопотенциальной энергии, приведены в [5, 6]. При температуре 85°C устройство продемонстрировало максимальную мощность 340 Вт и термическое сопротивление 0.12 К/Вт.

Контурная тепловая труба длиной 14 м мощностью 100 Вт с пропиленом в качестве теплоносителя, разработанная для системы терморегулирования космического аппарата “Марс-8”, представлена в [7]. В [8] сообщается о результатах разработки и испытаний аммиачной КТТ длиной 16 м с трубопроводами диаметром 4 мм, передаю-

шей 100 Вт при благоприятном положении, когда испаритель размещается ниже конденсатора на 0,68 м. Варианты практической реализации возможностей длинных КТТ приводятся также в [9–11].

Целью данной работы были разработка и исследование тепловых характеристик контурной тепловой трубы длиной 21 м, функционирующей при температуре пара 20–60°C.

ВЫБОР ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

От правильного выбора теплоносителя и конструкционных материалов в значительной степени зависят теплопроводные и геометрические характеристики КТТ, а также рабочий ресурс устройства. Для указанного ранее диапазона рабочих температур наиболее подходят такие теплоносители, как вода, метанол, этанол, аммиак, обладающие необходимыми теплофизическими свойствами. Выбор теплоносителя может быть основан на сравнении критериев, представляющих комплекс теплофизических параметров жидкости или пара при рабочей температуре. В частности, одним из них является критерий качества K_l , определяющий теплофизические свойства теплоносителя в жидкой фазе, которые в наибольшей степени влияют на теплопередающую способность любых тепловых труб, в которых используется капиллярная структура [2]. Критерий качества рассчитывается по формуле

$$K_l = \frac{\rho_l \sigma h}{\mu_l}, \quad (1)$$

где h – теплота испарения; σ – коэффициент поверхностного натяжения; ρ_l , μ_l – плотность и динамический коэффициент вязкости жидкости.

Чем выше K_l , тем большей теплопередающей способностью может обладать тепловая труба с данным теплоносителем.

На рис. 2, а показана зависимость этого критерия от температуры для различных теплоносителей. По приведенному на рисунке графику можно определить диапазон температур, в котором использование того или иного теплоносителя может быть наиболее эффективным.

Другой критерий качества, который отражает теплофизические свойства теплоносителя в паровой фазе, вычисляется следующим образом:

$$K_v = \frac{\mu_v}{\rho_v h} \left(\frac{dp_s}{dt_s} \right)^{-1}, \quad (2)$$

где p_s , t_s – давление и температура теплоносителя на линии насыщения; ρ_v , μ_v – плотность и динамический коэффициент вязкости пара.

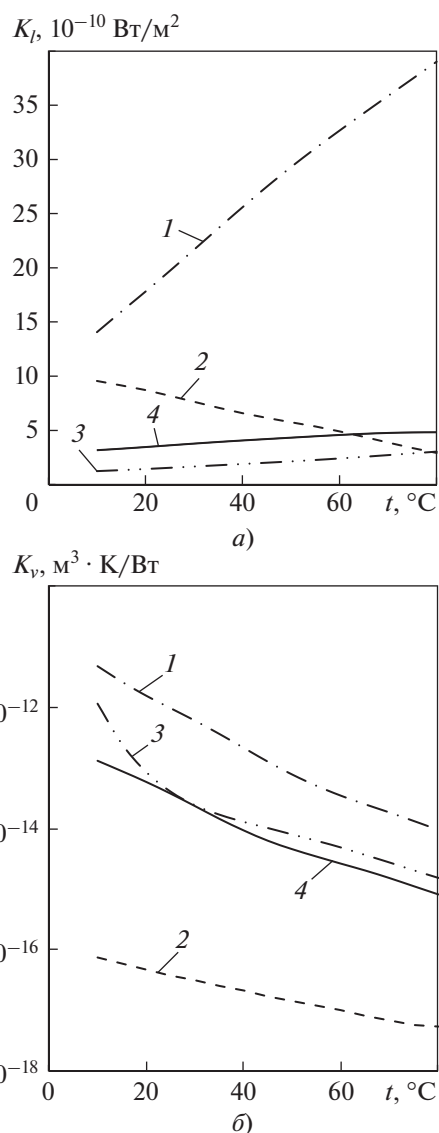


Рис. 2. Зависимость критериев K_l (а) и K_v (б) от температуры для различных теплоносителей. Теплоноситель: 1 – вода; 2 – аммиак; 3 – этанол; 4 – метанол

Критерий K_v может использоваться при выборе теплоносителя для КТТ с преобладанием потерь давления в его паровой фазе. Такая ситуация наблюдается преимущественно в длинных КТТ. На рис. 2, б представлена зависимость K_v от температуры для воды, метанола, этанола и аммиака. Чем меньше значение этого критерия, тем более высокую теплопередающую способность может иметь КТТ с данным теплоносителем.

Критерий K_l показывает, что существенным преимуществом по сравнению с другими теплоносителями обладает вода. В рассматриваемом диапазоне температур, а именно ниже 60°C, вто-

рую позицию занимает аммиак. Но по оценке пригодности теплоносителей, сделанной на основе критерия K_v , очевидное преимущество имеет аммиак во всем диапазоне температур. Так, например, при $t = 60^\circ\text{C}$, значение K_v для аммиака равно $9.55 \times 10^{-18} \text{ м}^3 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, тогда как для всех рассматриваемых теплоносителей оно на три порядка выше. Это обусловлено, прежде всего, более высокими значениями производной dp_s/dt_s для аммиака по сравнению с другими теплоносителями. Кроме того, существенный вклад в снижение потерь давления в паровой фазе аммиака вносит высокая плотность пара в указанном диапазоне температур. При выборе между водой и аммиаком следует учитывать также то, что использовать воду в качестве теплоносителя в КТТ при отрицательной температуре наружного воздуха невозможно, поскольку ее расширение при замерзании приводит к деформации или даже разгерметизации этих устройств.

Что касается конструкционных материалов, применяемых для изготовления КТТ, то с водой, метанолом и этанолом хорошо совместимы (химически инертны) медь и никель, в то время как для аммиака совместимыми материалами являются нержавеющая сталь и никель. Капиллярно-пористые структуры для фитилей с требуемыми свойствами можно изготовить из любых указанных материалов на основе их мелкодисперсных порошков.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

Гидродинамический анализ позволяет определить максимальную теплопередающую способность КТТ при использовании каждого из потенциальных теплоносителей и минимизировать диаметр паропровода. В свою очередь, минимизация диаметра паропровода дает возможность снизить потери тепла при передаче его на большее расстояние, обеспечить более высокую гибкость устройства, а также уменьшить его массу. Такой анализ был выполнен в настоящей работе для КТТ, работающей в горизонтальном положении при температуре пара 60°C . В основе анализа лежит принцип функционирования двухфазных теплопередающих устройств с капиллярной прокачкой теплоносителя, согласно которому капиллярное давление Δp_c , создаваемое в фитиле, должно компенсировать потери давления Δp_{total} на всех участках движения теплоносителя в КТТ:

$$\Delta p_c \geq \Delta p_{total}. \quad (3)$$

Капиллярное давление для цилиндрических капилляров с эффективным радиусом r_c рассчитывается по формуле Лапласа:

$$\Delta p_c = \frac{2\sigma\cos\theta}{r_c}, \quad (4)$$

где θ – краевой угол смачивания жидкостью материала фитиля, который можно считать равным нулю для жидкостей, хорошо смачивающих твердую поверхность.

Суммарные потери давления в КТТ складываются из потерь при движении теплоносителя в фитиле Δp_w , паропроводных каналах Δp_{vg} , паропроводе Δp_{vl} , конденсаторе Δp_{cond} , конденсаторопроводе Δp_{ll} , а также гидростатического давления столба жидкости Δp_g , если рабочая ориентация КТТ отличается от горизонтальной:

$$\Delta p_{total} = \Delta p_w + \Delta p_{vg} + \Delta p_{vl} + \Delta p_{cond} + \Delta p_{ll} \pm \Delta p_g. \quad (5)$$

Предельный случай выполнения условия (3) (равенство давлений) является базовым в процедуре расчета максимальной тепловой нагрузки Q_{max} , которую способна передать контурная тепловая труба. С учетом (5) он описывается следующей формулой:

$$\frac{2\sigma\cos\theta}{r_c} = \Delta p_w + \Delta p_{vg} + \Delta p_{vl} + \Delta p_{cond} + \Delta p_{ll} \pm \Delta p_g. \quad (6)$$

Для определения полного перепада давления в КТТ необходимо вычислить вязкостные потери давления на каждом ее участке Δp^u , а также местные потери давления Δp^{local} при наличии изгибов, сужений, расширений на этих участках. Полные потери давления определяются по соотношению

$$\Delta p = \Delta p^u + \Delta p^{local}. \quad (7)$$

В общем виде формула для вычисления полных потерь давления имеет вид

$$\Delta p = \xi^u(\text{Re})L\frac{\rho v^2}{2d} + \xi^{local}\frac{\rho v^2}{2}, \quad (8)$$

где ξ^u – коэффициент трения; ξ^{local} – коэффициент местного сопротивления [12]; L, d – длина и эффективный диаметр канала/трубы; v – скорость теплоносителя в канале.

Коэффициент трения ξ^u в формуле (8) определяется согласно [12] с учетом режима течения теплоносителя, т.е. в зависимости от значения числа Рейнольдса $\xi^u = f(\text{Re})$. Скорость теплоносителя в канале с поперечным сечением S зависит от тепловой нагрузки Q , подводимой к испарителю, и рассчитывается следующим образом:

$$v = \frac{Q}{\rho r S}. \quad (9)$$

В табл. 1 представлены формулы для расчета потерь давления на различных участках КТТ.

Комбинируя соотношения для перепадов давления на всех транспортных участках относительно скорости потока v и используя формулу (9),

Формулы для расчета потерь давления на различных участках КТТ

Участок КТТ	Формула	Примечание
Конденсатопровод	$\Delta p_{ll}^{\mu} = 128 \frac{\mu_l Q L_{ll}}{\pi d_{ll}^4 h \rho_l}$	Обычно в конденсатопроводе наблюдается ламинарный режим течения жидкости
Паропровод	$\Delta p_{vl}^{\mu} = \xi_{vl}(\text{Re}) \frac{L_{vl}}{d_{vl}} \frac{Q^2}{2 \rho_v S_{vl}^2 h^2}$	
Конденсатор	$\Delta p_{cond} = \Delta p_{cond}^v + \Delta p_{cond}^l$ $\Delta p_{cond}^v = \frac{1}{2} \xi^v(\text{Re}) \frac{L_{cond}^v}{2 \rho_v d_{cond}} \left(\frac{Q}{h S_{cond}} \right)^2$ $\Delta p_{cond}^l = \xi^l(\text{Re}) \frac{L_{cond}^l}{2 \rho_l d_{cond}} \left(\frac{Q}{h S_{cond}} \right)^2$	Потери давления в конденсаторе суммируются из потерь давления на участке конденсации пара и на участке охлаждения жидкости: $L_{cond} = L_{cond}^v + L_{cond}^l$. Формула для участка конденсации учитывает равномерное уменьшение расхода пара по его длине
Пароотводные каналы	$\Delta p_{vg} = \frac{1}{2} \xi(\text{Re}) \frac{L_{vg}}{2 \rho_v d_{vg} N_{vg}} \left(\frac{Q}{h S_{vg}} \right)^2$	N_{vg} – число пароотводных каналов. Формула учитывает равномерное увеличение расхода пара по его длине
Фитиль	$\Delta p_w = \frac{\mu_l Q}{2 \pi L_w h K \rho_l} \ln \left(\frac{d_{ext}}{d_{int}} \right)$	d_{ext} , d_{int} – внешний и внутренний диаметр фитиля; K – коэффициент проницаемости фитиля
Гидростатическое давление	$\Delta p_g = \rho_l g L_{ll} \sin \varphi$	При горизонтальной ориентации КТТ $\Delta p_g = 0$, φ – угол наклона КТТ
Падение давления на изгибах трубки конденсатопровода	$\Delta p_{ll}^{local} = N_{bend} \xi_{bend} \frac{1}{2 \rho_l} \left(\frac{Q}{h S_{ll}} \right)^2$	N_{bend} – количество однотипных изгибов/поворотов на конденсатопроводе; ξ_{bend} – коэффициент местного сопротивления поворота
Падение давления на изгибах трубки паропровода	$\Delta p_{vl}^{local} = N_{bend} \xi_{bend} \frac{1}{2 \rho_v} \left(\frac{Q}{h S_{vl}} \right)^2$	N_{bend} – количество однотипных изгибов/поворотов на паропроводе. ξ_{bend} – коэффициент местного сопротивления поворота

можно представить суммарный перепад давлений в КТТ относительно Q и Q^2 в виде следующей степенной зависимости:

$$\Delta p_{total} = A_1 + A_2 Q + A_3 Q^2, \quad (10)$$

где A_1 , A_2 и A_3 – коэффициенты, с помощью которых учитываются геометрические параметры паропровода и конденсатопровода, а также теплофизические свойства теплоносителя, зависящие от его температуры.

На рис. 3 представлена диаграмма потерь давления на основных участках КТТ при максимальной тепловой нагрузке 1700 Вт и температуре пара 60°C для воды и аммиака. На диаграмме видно, что наибольшие потери давления в КТТ с водой возникают в паропроводе. Это связано с относительно низкой плотностью водяного пара и, соответственно, более высокой скоростью его движе-

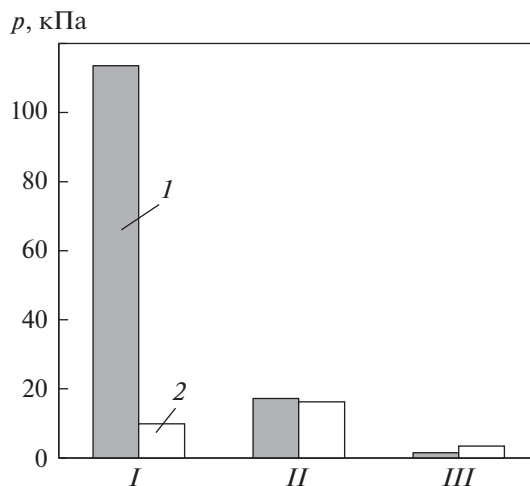


Рис. 3. Падение давления на основных участках КТТ: в паропроводе (I), фитиля (II) и конденсатопроводе (III). 1 – вода; 2 – аммиак

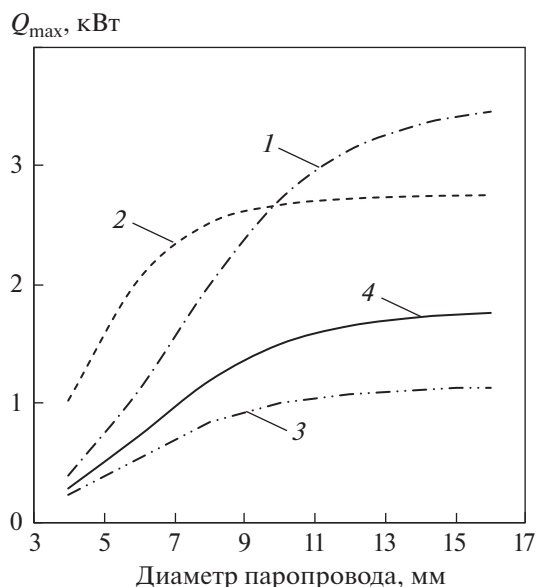


Рис. 4. Максимальная мощность КТТ в зависимости от диаметра паропровода для различных теплоносителей. Обозначения см. рис. 2

ния. В КТТ с аммиаком самые большие потери давления наблюдаются в фитиле. Это обусловлено более низкой, чем у воды, теплотой испарения и, следовательно, более высокой скоростью фильтрации аммиака в капиллярной структуре.

На рис. 4 представлены результаты расчета мощности КТТ для различных теплоносителей при температуре пара 60°C в зависимости от внутреннего диаметра паровой линии. На рисунке видно, что мощность 1.7 кВт может быть достигнута с аммиаком даже при диаметре паровой линии 5.5 мм, тогда как при использовании воды в качестве теплоносителя диаметр паропровода должен составлять не менее 8 мм. Для метанола такая мощность достигается только при диаметре паровой линии более 15 мм, а для этанола она не достигается вовсе.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО УСТРОЙСТВА

На основании проведенного анализа в качестве теплоносителя был выбран аммиак. Корпуса испарителя и конденсатора, паропровод и конденсаторопровод экспериментальной КТТ были изготовлены из нержавеющей стали. Фитиль был спечен из мелкодисперсного никелевого порошка. Основные конструктивные параметры КТТ представлены далее:

Эффективная длина КТТ, м.....	20.97
Геометрические характеристики испарителя, мм:	
внешний диаметр.....	24
полная длина.....	301

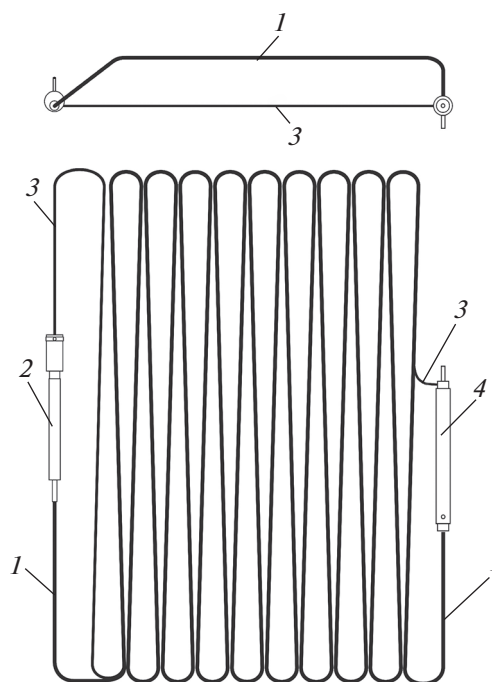


Рис. 5. Схема контурной тепловой трубы. 1 – паропровод; 2 – испаритель; 3 – конденсаторопровод; 4 – конденсатор

Длина активной зоны испарителя, мм.....	188
Геометрические характеристики конденсатора, мм:	
внешний диаметр.....	24
длина.....	310
Диаметр паропровода, мм:	
внешний.....	8
внутренний.....	6
Длина паропровода, м.....	20.48
Диаметр конденсаторопровода, мм:	
внешний.....	6
внутренний.....	4
Длина конденсаторопровода, м.....	20.95
Пористость фитиля, %.....	70
Пробойный радиус пор фитиля, мкм.....	1.05
Проницаемость фитиля, м ²	4 × 10 ⁻¹⁴

На рис. 5 показана схема КТТ, паропровод и конденсаторопровод которой имели серпантинообразную форму, позволяющую компактно разместить устройство на испытательном стенде. На рис. 6 приведена схема испарителя.

На рис. 7 представлена схема конденсатора, выполненного в виде теплообменника типа “труба в трубе” и снабженного рубашкой охлаждения, охватывающей внешнюю поверхность конденсатора.

Внешний вид КТТ с тепловой изоляцией показан на рис. 8.

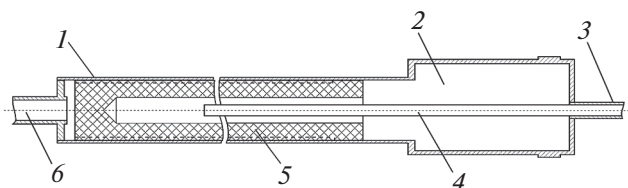


Рис. 6. Схема испарителя контурной тепловой трубы. 1 – испаритель; 2 – компенсационная полость; 3 – конденсаторопровод; 4 – байонет; 5 – фитиль; 6 – паропровод

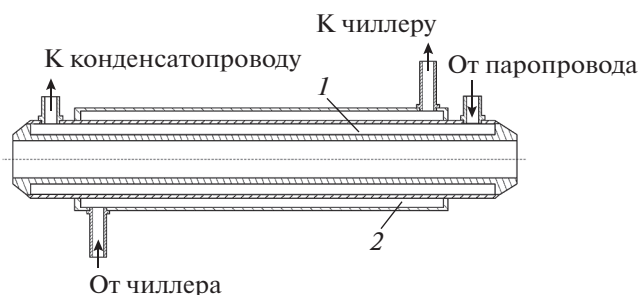


Рис. 7. Схема конденсатора КТТ. 1 – кольцевой зазор; 2 – рубашка охлаждения

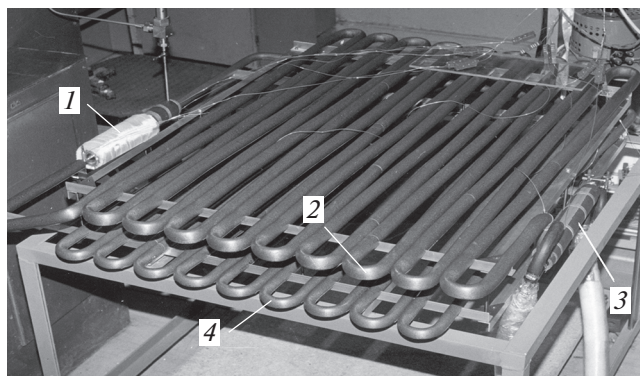


Рис. 8. Внешний вид контурной тепловой трубы. 1 – испаритель; 2 – паропровод; 3 – конденсатор; 4 – конденсаторопровод

МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ

В качестве источника тепла использовался алюминиевый цилиндрический блок, на который был намотан нагревательный провод, покрытый теплоизолирующим материалом, снижающим потери тепла в окружающую среду. Площадь нагреваемой поверхности испарителя была равна 141.7 см². Тепловая нагрузка, подводимая к испарителю, измерялась стрелочным ваттметром (погрешность ±0.33%), а ее значение изменялось ступенчато с помощью лабораторного автотрансформатора. Конденсатор охлаждался смесью

этиленгликоля с водой с температурой на входе в рубашку охлаждения 20 и –20°C. Прокатка и поддержание температуры охлаждающей смеси обеспечивались чиллером RC-21. Температура измерялась медь-константановыми термопарами OMEGA T-TT-30 с электродами диаметром 0.2 мм. Для сбора и обработки показаний термопар использовался прибор Agilent 34970A в комплекте с персональным компьютером. Погрешность измерения температуры составляла ±0.2°C. На рис. 9 представлена схема экспериментального стенда с указанием точек измерения температуры. Испытания проводились при горизонтальном положении КТТ при температуре окружающей среды 18–20°C.

На экспериментальном стенде исследовалась зависимость температуры источника тепла, паровой и жидкостной линий, а также термического сопротивления системы источник тепла – сток тепла от тепловой нагрузки, которая изменялась от 200 до 1700 Вт при температуре охлаждения конденсатора 20°C и от 200 до 1300 Вт при температуре охлаждения –20°C. Термическое сопротивление системы рассчитывалось по формуле:

$$R = \frac{(t_{h-1} + t_{h-2})/2 - (t_{cool-1} + t_{cool-2})/2}{Q}, \quad (11)$$

где $(t_{h-1} + t_{h-2})/2$ и $(t_{cool-1} + t_{cool-2})/2$ – средние температуры источника тепла и охлаждающей жидкости, которые определялись по показаниям термопар T_{h-1} , T_{h-2} и T_{cool-1} , T_{cool-2} соответственно.

Регистрация показаний термопар во всех случаях производилась после того, как измеряемая температура достигала стационарного уровня.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

На рис. 10, а представлены зависимости температуры источника тепла, паровой и жидкостной линий КТТ от электрической мощности, подведенной к нагревателю при температуре охлаждающей жидкости 20°C. Потери тепла от нагревателя в окружающую среду оценивались по формуле

$$Q_{loss-1} = \alpha S_{ins} (t_{ins} - t_{amb}), \quad (12)$$

где α – коэффициент теплоотдачи при естественной конвекции [в расчетах был принят равным 10 Вт/(м² · К)]; S_{ins} – площадь внешней поверхности изоляции; t_{ins} – температура на поверхности тепловой изоляции; t_{amb} – температура окружающего воздуха.

Площадь внешней поверхности изоляции S_{ins} составляла 443 см². Расчеты показали, что потери тепла не превышали 32 Вт даже при максимальной тепловой нагрузке. Это составляет 1.8% электрической мощности, подводимой к испарителю.

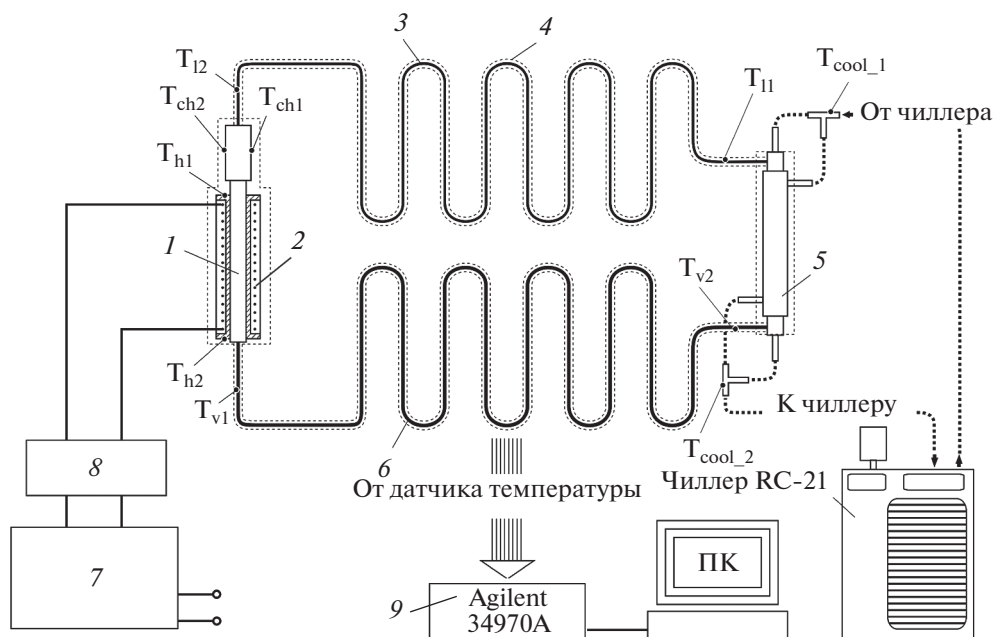


Рис. 9. Схема экспериментального стенда.

1 – испаритель; 2 – нагреватель; 3 – конденсаторпровод; 4 – теплоизоляция; 5 – конденсатор; 6 – паропровод; 7 – автотрансформатор; 8 – ваттметр; 9 – устройство сбора данных

Потери тепла с поверхности протяженной паровой линии, длина которой близка к 21 м, рассчитывались по формуле

$$Q_{loss_2} = (t_{v2} - t_{v1}) c_{pv} \frac{Q}{h}, \quad (13)$$

где t_{v1} , t_{v2} – температура пара на входе в паропровод и выходе из него; c_{pv} – теплоемкость пара.

При максимальной тепловой нагрузке значение Q_{loss_2} , рассчитанное по [13], не превышало 28 Вт, т.е. около 1.6%. Следовательно, максимальные потери тепла при подводе к конденсатору КТТ могут составить 60 Вт, или 3.5%. Очевидно, что при меньшей тепловой нагрузке и более низкой температуре пара в КТТ эти потери снижаются, при практических расчетах ими можно пренебречь.

Зависимость температуры КТТ от тепловой нагрузки, представленная на рис. 10, а, показывает, что при изменении тепловой нагрузки от 200 до 1700 Вт температура источника тепла изменяется от 37 до 89°C, а температура пара – от 26 до 62°C. На этом рисунке также видно, что при тепловой нагрузке до 700 Вт температура источника тепла незначительно изменяется по его длине. Аналогичная ситуация наблюдается и на паровой линии. Однако различие в значениях температуры по длине испарителя и паровой линии увеличивается с ростом тепловой нагрузки и достигает максимальных значений 11 и 4°C. Более выраженное изменение температуры по дли-

не источника тепла связано с большой длиной активной зоны испарителя, соответствующей длине пароотводных каналов, размеры поперечного сечения которых равны 1.4 × 1.0 мм. Очевидно, что значения температуры и давления пара должны различаться по длине этих каналов, чтобы обеспечить отвод пара из наиболее удаленной части активной зоны. Аналогичным образом распределяются интенсивность теплообмена по длине этой зоны и связанная с ней температура источника тепла. Снижение температуры пара по длине паровой линии определяется потерями тепла, которые, несмотря на наличие тепловой изоляции, являются неизбежными при такой большой протяженности участка теплопереноса.

Подобная картина распределения температур наблюдается и при работе КТТ при температуре охлаждающей жидкости –20°C (рис. 10, б), когда температура источника тепла изменяется от 24 до 46°C, а температура пара – от 24 до 30°C.

На рис. 11 представлена зависимость термического сопротивления системы источник тепла – сток тепла от тепловой нагрузки при температуре охлаждающей жидкости на входе в теплообменник 20 и –20°C. На этом рисунке видно, что минимальное значение термического сопротивления в диапазоне тепловых нагрузок от 1000 до 1700 Вт при температуре охлаждения 20°C изменяется слабо и находится на уровне 0.034 ± 0.002 К/Вт.

При температуре охлаждающей жидкости –20°C зависимость термического сопротивления от тепловой нагрузки довольно сильная. Его значение с

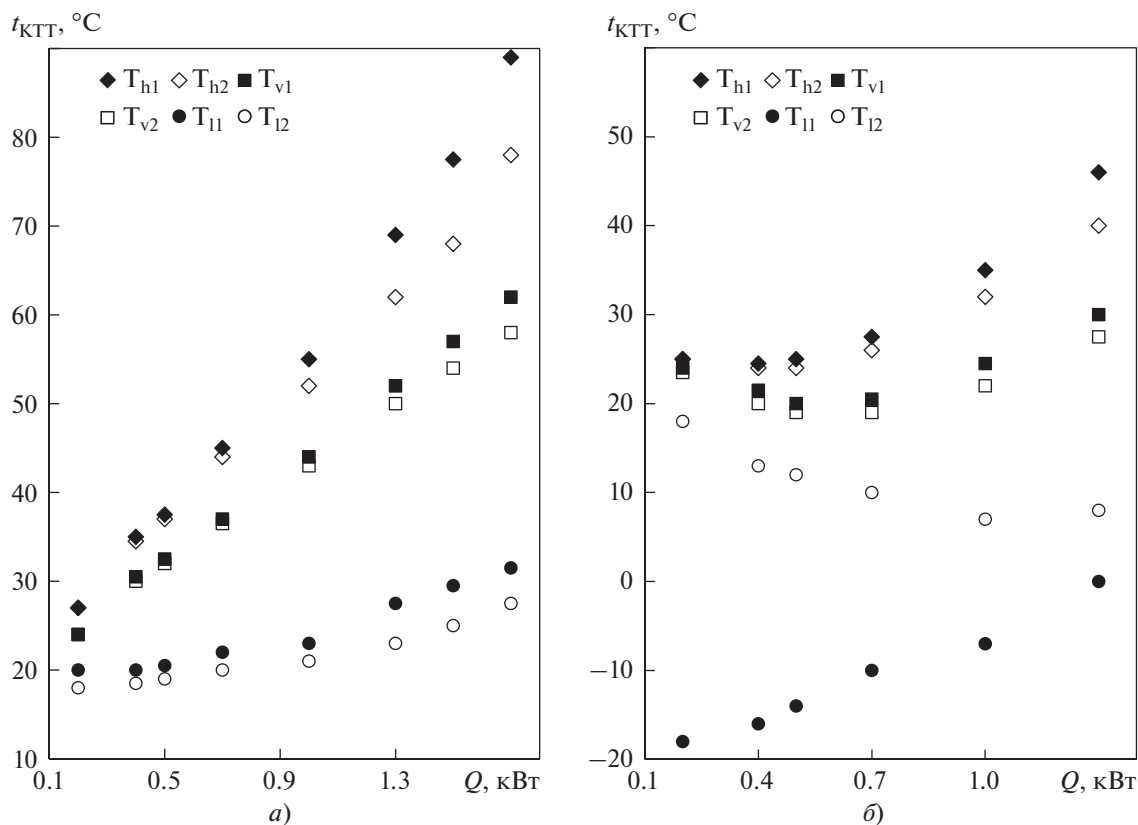


Рис. 10. Зависимость температуры КТТ от тепловой нагрузки при $t_{cool} = 20^{\circ}\text{C}$ (а) и $t_{cool} = -20^{\circ}\text{C}$ (б)

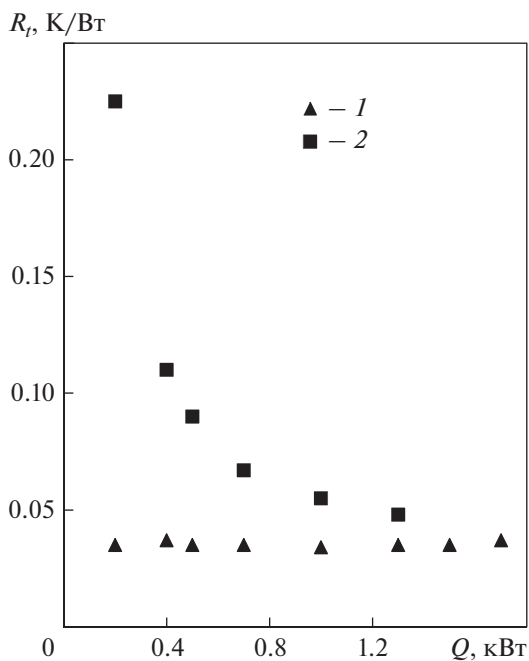


Рис. 11. Зависимость термического сопротивления R_t системы источник тепла – сток тепла от тепловой нагрузки при температуре охлаждающей жидкости на входе в теплообменник 20°C (1) и -20°C (2)

ростом тепловой нагрузки снижается от 0.225 до 0.048 К/Вт, что связано с теплопритоком из-за существенной разности температур КТТ и окружающей среды. В том и другом случае такие значения термического сопротивления для аммиачной КТТ с такими геометрическими характеристиками и мощностью являются достаточно низкими, что позволяет рассматривать данное устройство как весьма эффективное.

ВЫВОДЫ

1. Выбранный в качестве теплоносителя аммиак является наиболее подходящим для работы при температуре пара от 20 до 60°C и обеспечивает достижение заданной мощности 1700 Вт при минимальных диаметрах паропровода и конденсатопровода.

2. Контурная тепловая труба при температуре охлаждающей конденсатор жидкости 20°C способна обеспечить термическое сопротивление системы источник тепла – сток тепла на довольно низком уровне (0.034 К/Вт).

3. При температуре охлаждения -20°C максимальная мощность, достигнутая при испытаниях, составила 1300 Вт при температуре пара 30°C и термическом сопротивлении 0.048 К/Вт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Maydanik Yu.F.** Loop heat pipes // Appl. Therm. Eng. 2005. V. 25. Is. 5–6. P. 635–657. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.07.010>
2. **Дан П.Д., Рей Д.А.** Тепловые трубы. М.: Энергия, 1979.
3. **Пастухов В.Г., Майданик Ю.Ф., Ферштатер Ю.Г.** Исследование рабочих характеристик водяной “антигравитационной” тепловой трубы большой длины // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1987. № 4. С. 142–146.
4. **Maydanik Yu.F., Chernysheva M.A., Pastukhov V.G.** Investigation of thermal characteristics of high-capacity loop heat pipes after a long-term storage // Energy. 2014. V. 74. P. 804–809. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.07.053>
5. **Nakamura K., Odagiri K., Nagano H.** Study on a loop heat pipe for a long-distance heat transport under anti-gravity condition // Appl. Therm. Eng. 2016. V. 107. P. 167–174. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.162>
6. **Mitomi M., Nagano H.** Long-distance loop heat pipe for effective utilization of energy // Int. J. Heat Mass Transfer. 2014. V. 77. Oct. P. 777–784. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.001>
7. **Some results of loop heat pipe development, test and application in engineering / Y.F. Maydanik, Y.G. Ferstater, V.G. Pastukhov, S.V. Verzhinin, K.A. Goncharov // Proc. of the 5th Intern. Heat Pipe Symposium. Melbourne, Australia, 17–20 Nov. 1996. P. 406–412.**
8. **Zhao Y., Yan T., Liang J.** Experimental investigation on thermal characteristics of long distance loop heat pipes // J. Therm. Sci. 2022. V. 31. Is. 3. P. 741–750. <https://doi.org/10.1007/s11630-022-1439-6>
9. **Пат. РФ на полезную модель № 7182 U1, кл. МПК-F24D.** Устройство для обогрева / Ю.Ф. Майданик, М.А. Чернышева // Б.И. 1998. № 7.
10. **Пат. РФ на изобретение № 1776937, кл. МПК-F24J.** Система солнечного теплоснабжения / К.А. Гончаров, Ю.Ф. Майданик, В.В. Двирный // Б.И. 1992. № 43.
11. **Zhao X., Wang Z., Tang Q.** Theoretical investigation of the performance of a novel loop heat pipe solar water heating system for use in Beijing, China // Appl. Therm. Eng. 2010. V. 30. Is. 16. P. 2526–2536. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.07.002>
12. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М.О. Штейнберга. М.: Машиностроение, 1992.

Development and Study of Operating Characteristics of a Loop Heat Pipe with Increased Heat Transfer Distance

Yu. F. Maydanik^{a, *}, V. G. Pastukhov^a, and M. A. Chernysheva^a

^a*Institute of Thermal Physics, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Ekaterinburg, 620016 Russia*

^{*}*e-mail: lhtd@itpuran.ru*

Abstract—The task of energy-efficient heat supply and removal in thermal control, heating and cooling systems is very relevant for many branches of technology. The paper presents the results of the development and study of a 21 m long loop heat pipe (LHP) that is a passive heat-transfer device operating on a closed evaporation-condensation cycle and using capillary pressure to pump a working fluid. These devices can be used in systems where the heat source and the heat sink are removed from each other by a distance measured in meters and even tens of meters, without the use of additional energy sources. The device has a 24 mm diameter evaporator with a 188 mm long heating zone, a vapor line and a liquid line (external/internal diameters of 8/6 mm and 6/4 mm). A 310 mm long pipe-in-pipe heat exchanger equipped with a cooling jacket was used as a condenser. The tests were conducted with the LHP in a horizontal position. Heat was removed from the condenser by forced convection of a water-ethylene glycol mixture with temperatures of 20 and –20°C and a flow rate of 6 dm³/min. The heat load supplied to the evaporator from the electric heater increased from 200 to 1700 W in the first case and to 1300 W in the second. The vapor temperature at the outlet of the evaporator varied from 25 to 62°C and from 24 to 30°C, respectively. Its maximum temperature difference along the length of the vapor line did not exceed 4°C. Such devices can be used in energy-efficient systems for utilizing low-potential heat, heating or cooling remote objects, and for uniformly distributing heat over a large surface area of heat sinks.

Keywords: passive heat-transfer devices, loop heat pipes, evaporation, condensation, capillary pressure, heat utilization, heat load, thermophysical properties of a working fluid