

**ДОСТИЖЕНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ КОНТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ****АННОТАЦИЯ**

Контурные тепловые трубы (КТТ) относятся к двухфазным теплопередающим устройствам, работающим по испарительно-конденсационному циклу, в которых используются капиллярные силы для прокачки теплоносителя. КТТ обладают всеми основными достоинствами обычных тепловых труб, но способны эффективно передавать тепло на расстояние до нескольких метров при любой ориентации в гравитационном поле или до нескольких десятков метров в горизонтальном положении или в невесомости. Концепция КТТ допускает большое разнообразие различных конструктивных воплощений, которые существенно расширяют сферу функциональных возможностей и практического использования этих устройств. Статья представляет собой краткий обзор результатов теоретического анализа, разработок и испытаний КТТ, которые были выполнены в Институте теплофизики и некоторых других организациях. Показаны примеры успешного применения этих устройств в различных областях техники.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА**

Теплопередающее устройство; контурная тепловая труба; испарение; конденсация; капиллярная структура; система терморегулирования; охлаждение.

**1. ВВЕДЕНИЕ**

История развития контурных тепловых труб (КТТ) началась в 1972 году, когда первое такое устройство длиной 1.2 м и мощностью около 1кВт с водой в качестве теплоносителя было создано в Уральском политехническом институте [1, 2].

Появление КТТ было ответом на вызов, связанный с потребностью аэрокосмической техники в теплопередающих устройствах, обладающих всеми основными достоинствами обычных тепловых труб, но, вместе с тем, значительно менее чувствительных к изменению ориентации в гравитационном поле. Известные варианты решения этой проблемы путем использования различных средств для усиления или даже замены капиллярного механизма прокачки теплоносителя приводили к неадекватной утрате тех или иных ценных качеств, присущих тепловым трубам [3-9]. Поэтому практического применения они не получили.

Концепция КТТ в значительной мере позволяет не только преодолеть указанный недостаток, но и получить существенные дополнительные преимущества, оставаясь в рамках «капиллярного

механизма» и используя все его достоинства. Эта концепция включает в себя следующие принципы:

- использование мелкопористых фитилей;
- максимальное сокращение расстояния движения жидкости в фитиле;
- организация эффективного теплообмена при испарении и конденсации теплоносителя;
- максимальное снижение потерь давления на транспортном (адиабатическом) участке.

Для реализации этой концепции были созданы специальные капиллярно-пористые материалы на основе спеченных мелкодисперсных порошков с эффективным радиусом пор 0.7-15 микрон и пористостью 55-75%.

Минимизация расстояния для движения жидкости в капиллярной структуре, ограниченное, как правило, несколькими миллиметрами, достигается за счет конструкции фитиля, протяженность которого соответствует размерам зоны испарения и не зависит от общей длины устройства. Движение потоков пара и жидкости в таком фитиле происходит преимущественно в радиальном направлении и имеет встречный характер, при котором испаряющие мениски инвертированы в сторону нагреваемой стенки.

Зона испарения, которая образована разветвленной системой паротводных каналов, обеспечивает эффективный теплообмен даже при испарении из мелкопористой капиллярной структуры.

Конструкция и размеры зоны конденсации в КТТ могут быть весьма разнообразны, что позволяет легко адаптировать ее к различным условиям теплообмена с внешним стоком тепла.

Снижение потерь давления на адиабатическом участке КТТ обеспечивается тем, что для движения теплоносителя здесь используются отдельные гладкостенные трубопроводы относительно небольшого диаметра, которые исключают как тепловое, так и вязкостное взаимодействие между встречными потоками пара и жидкости. Кроме того, такие трубопроводы могут легко изгибаться и принимать практически любую необходимую конфигурацию.

На рис. 1 представлена принципиальная схема КТТ. Она допускает широкую вариативность для различных конструктивных воплощений и, вместе с тем, существенно расширяет сферу функциональных возможностей теплопередающих устройств с капиллярной прокачкой теплоносителя. В настоящее время на ее основе созданы большие и мощные КТТ, эффективно работающие при любой

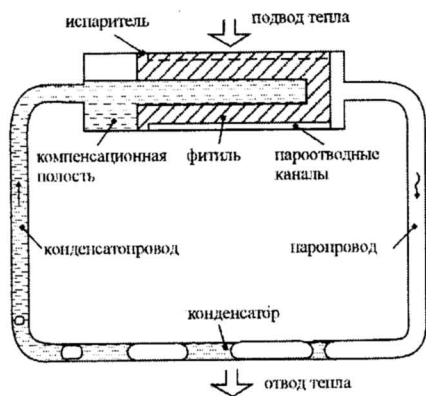


Рис. 1. Принципиальная схема КТТ

ориентации в 1-g условиях и в невесомости, а также гибкие, разветвленные, регулируемые, реверсивные, миниатюрные и другие устройства [10]. Значительное разнообразие конструкций и функциональных признаков КТТ, которые известны сегодня, позволяют провести их классификацию, которая представлена в таблице 1.

В данной статье представлены основы теории КТТ, различные примеры их конструкций, а также результаты испытаний и реального применения этих устройств.

Таблица 1. Классификация КТТ

Конструкция КТТ	Размеры КТТ	Форма испарителя	Конструкция испарителя
<ul style="list-style-type: none"> <li>- обычная (диодная)</li> <li>- реверсивная</li> <li>- гибкая</li> <li>- разветвленная</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- миниатюрная</li> <li>- все остальные</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- цилиндрическая</li> <li>- плоская дискообразная</li> <li>- плоская прямоугольная</li> <li>- плоскоовальная</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- одна компенсационная полость</li> <li>- две компенсационные полости</li> <li>- коаксиальная</li> </ul>
Конструкция конденсатора	Количество испарителей и конденсаторов	Температурный диапазон	Контроль рабочей температуры
<ul style="list-style-type: none"> <li>- труба в трубе</li> <li>- змеевик</li> <li>- коллектор</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- один</li> <li>- два и более</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- криогенный</li> <li>- низкотемпературный</li> <li>- высокотемпературный</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- без активного контроля</li> <li>- с активным контролем</li> </ul>

## 2. УСЛОВИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Теоретический анализ различных аспектов работы контурных тепловых труб детально представлен в публикациях [11-17].

Работа КТТ основана на тех же физических процессах, которые реализуются в обычных тепловых трубах. Однако организованы они существенно иным образом. Прежде всего, это касается функций фитиля, который играет здесь более сложную роль. Для определения этих функций и анализа работы КТТ можно использовать схему (рис. 2а) и диаграмму рабочего цикла относительно линии насыщения теплоносителя в системе координат P-T, которая в идеализированном виде представлена на рис. 2б.

Если КТТ ориентирована вертикально, и испаритель находится выше конденсатора, то при

отсутствии тепловой нагрузки свободная поверхность теплоносителя в КТТ находится на некотором уровне А-А. Фитиль при этом насыщен жидкостью, а паропровод и конденсатор полностью заполнены. Если подвести к испарителю тепловую нагрузку, то жидкость начинает испаряться из фитиля, как в зоне испарения, так и в компенсационной полости. Поскольку фитиль обладает вполне определенным термическим сопротивлением, то температура и давление пара в зоне испарения выше, чем в компенсационной полости. Фитиль в этом случае выполняет функцию «теплового затвора». В то же время «более горячий» пар из зоны испарения не может проникнуть в компенсационную полость через насыщенный фитиль, благодаря капиллярным силам, которые удерживают в нем жидкость. В этом проявляется функция фитиля как «гидравлического затвора». За счет возникшей разницы давлений пара происходит вытеснение теплоносителя из паропровода и конденсатора и заполнение компенсационной полости.

Точка 1 на линии насыщения определяет параметры пара  $P_1$ ,  $T_1$  над испаряющей поверхностью менисков фитиля в зоне испарения, а участок 1-2 соответствует движению пара по

системе паропроводных каналов в паропровод. Поскольку движение пара здесь происходит вдоль горячей стенки испарителя, то снижение его давления может сопровождаться некоторым перегревом. Движение пара в паропроводе (участок 2-3) в идеальном случае можно считать близким к изотермическому. Потери давления в конденсаторе КТТ являются обычно пренебрежимо малыми. Теплоноситель здесь конденсируется и на участке 4-5 переохлаждается. В результате в компенсационную полость поступает жидкость с параметрами  $T_6$ ,  $P_6$ . Одновременно сюда проникает часть теплового потока, подводимого к испарителю, за счет которого теплоноситель нагревается до температуры  $T_7$ . Участок 7-8 соответствует фильтрации жидкости через фитиль в зону испарения. На этом пути жидкость может оказаться перегретой, однако ее вскипания здесь не

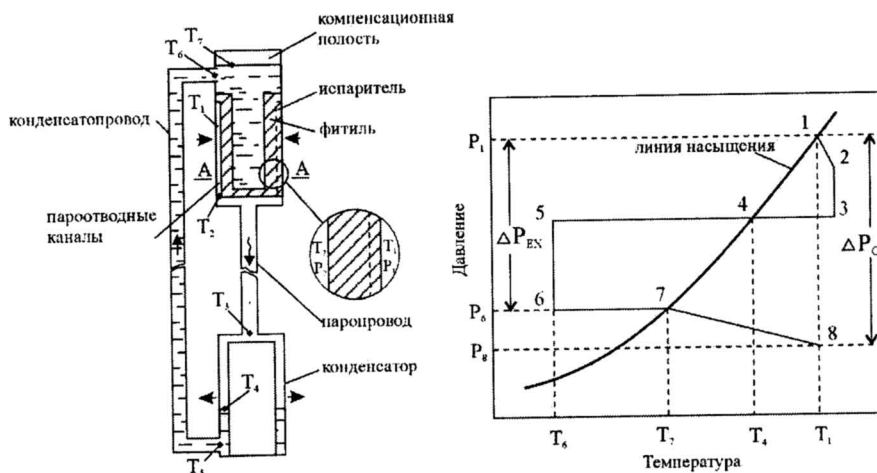


Рис.2. Аналитическая схема КТТ и диаграмма рабочего цикла теплоносителя

происходит из-за кратковременного пребывания в таком состоянии. Точка 8 определяет состояние теплоносителя вблизи испаряющих менисков, а перепад давлений  $\Delta P_{1-8}$  соответствует величине суммарных потерь давления на всех участках циркуляции теплоносителя.

В соответствии с этим первое условие работоспособности КТТ определяется так же, как и для обычных тепловых труб, и может быть записано в виде:

$$\Delta P_c \geq \Delta P_v + \Delta P_l + \Delta P_g. \quad (1)$$

Значения  $\Delta P_v$  и  $\Delta P_l$  определяются здесь в соответствии с известными уравнениями для движения пара и жидкости на различных участках КТТ, включая капиллярную структуру. Величина  $\Delta P_g$  может быть определена по формуле:

$$\Delta P_g = (\rho_l - \rho_v) g l \sin \varphi. \quad (2)$$

При работе в «антигравитационном» режиме, если величина  $l$  достаточно велика и значение  $\varphi$  близко или равно  $90^\circ$ , гидростатическое сопротивление  $\Delta P_g$  становится преобладающим. Компенсировать его можно только за счет увеличения капиллярного напора, создаваемого мелкопористым фитилем.

Вторым условием работоспособности, характерным только для КТТ, является необходимость создания достаточного перепада температуры и давления пара между испаряющей поверхностью фитиля и компенсационной полостью. Этот перепад давлений должен быть равен величине  $\Delta P_{ex}$ , которая соответствует сумме потерь давления на всех участках циркуляции теплоносителя, за исключением фитиля. Это условие, используя обозначения на рис. 2, можно записать в виде:

$$\left. \frac{\partial P}{\partial T} \right|_{T_v} \Delta T_{1-7} = \Delta P_{ex}. \quad (3)$$

В соответствии с условием (3) величину  $\Delta T_{1-7}$  можно рассматривать как движущий температурный напор, который необходим для вытеснения жидкости из паропровода и

конденсатора в компенсационную полость при запуске и работе КТТ.

Если КТТ работает при полностью заполненной компенсационной полости, то условие (3) модифицируется:

$$\left. \frac{\partial P}{\partial T} \right|_{T_v} \Delta T_{1-4} = \Delta P_v. \quad (4)$$

Из анализа диаграммы также следует, что теплоноситель должен быть в достаточной степени переохлажден, чтобы избежать его вскипания в жидкостной линии в результате потерь давления и нагрева из-за внешних притоков тепла. Вместе с тем, следует отметить, что наличие некоторого количества паровых пузырей в жидкостной линии не препятствует нормальной работе устройств, но лишь приводит к повышению рабочей температуры. Кипение теплоносителя в компенсационной полости также не является критическим для КТТ.

Конструкция, способ действия и условия работоспособности КТТ, рассмотренные выше, определяют весьма специфический вид рабочих характеристик этих устройств, которые обычно представляют в виде зависимости температуры пара от тепловой нагрузки  $T_v = f(Q)$ . Типичный вид рабочих характеристик, полученных расчетным и экспериментальным путем для водяной и аммиачной КТТ, представлен на рис. 3. Здесь видно, что зависимости имеют неоднозначный характер. В

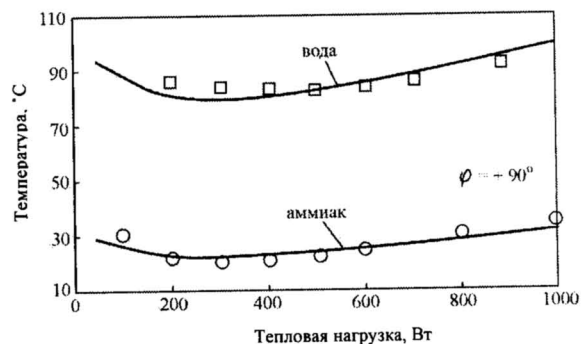


Рис. 3. Зависимость температуры пара от тепловой нагрузки для аммиачных и водяных КТТ (- расчет;  $\square$   $\circ$  эксперимент).

начале, по мере увеличения тепловой нагрузки, температура пара снижается, а затем появляется участок ее квазистабильности. Это связано с одновременным действием трех основных факторов: освобождением конденсатора за счет постепенного вытеснения жидкости в компенсационную полость, снижением температуры последней при увеличении массового расхода поступающей в нее холодной жидкости и увеличением интенсивности теплообмена в зоне испарения. В этой области тепловых нагрузок КТТ работают в режиме с переменной проводимостью. После того как компенсационная полость целиком заполняется теплоносителем и поверхность конденсации перестает изменяться, устанавливается режим работы с постоянной проводимостью. Поведение зависимости  $T_v = f(Q)$  приобретает здесь характер, типичный для обычных тепловых труб.

### 3. ЗАПУСК КТТ

КТТ являются пассивными теплопередающими устройствами, для запуска и работы которых не требуются дополнительные процедуры или средства активного воздействия. Однако, они могут быть критичны к величине или плотности тепловой нагрузки. Минимальная величина пусковой плотности тепловой нагрузки зависит от геометрических размеров КТТ, рода теплоносителя, толщины и эффективной теплопроводности фитиля. Однако в любом случае она должна обеспечивать выполнение условия (3). Можно полагать, что запуск КТТ происходит успешно, если пар вытесняет жидкость из паропровода и достигает конденсатора. Температура испарителя и паропровода при этом начинает возрастать и через некоторое время стабилизируется на определенном уровне. Поведение КТТ при запуске может быть различным. На рис. 4 показаны сценарии запуска, которые происходят, в частности, в зависимости от начального распределения жидкой и паровой фаз теплоносителя в испарителе.

Наиболее благоприятной для запуска является ситуация 1, когда в паропроводных каналах зоны испарения есть готовая граница раздела «пар-жидкость», а компенсационная полость и центральный канал фитиля заполнены жидкостью. В этом случае запуск происходит плавно и для его реализации требуется минимальная тепловая нагрузка. Наиболее проблемной для успешного запуска является ситуация 4, когда паропроводные каналы затоплены, а граница раздела фаз находится в центральном канале фитиля. В этом случае запуск

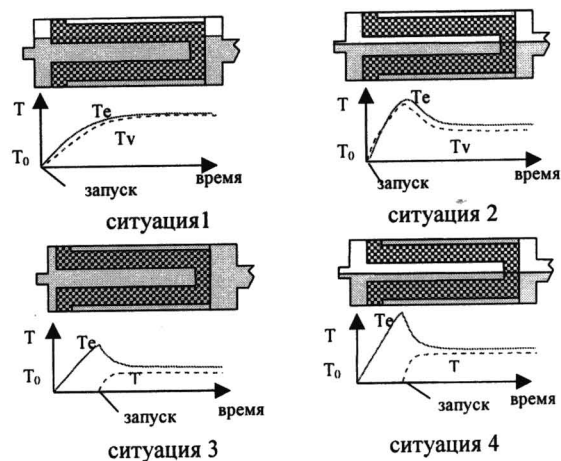


Рис. 4. Сценарии запуска КТТ:  $T_e$  – температура стенки испарителя,  $T_v$  – температура пара.

сопровождается существенным ростом температуры испарителя до тех пор, пока не произойдет вскипание перегретой жидкости в паропроводных каналах. После этого температура резко снижается и устанавливается на некотором стационарном уровне. Характерная величина минимальной плотности тепловой нагрузки для КТТ в зависимости от конкретных условий находится обычно в пределах  $(0.1-1) \times 10^4 \text{ Вт/м}^2$ .

### 4. МАТЕРИАЛЫ И ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

Основным конструкционным материалом для изготовления элементов корпуса КТТ является нержавеющая сталь, которая хорошо поддается различным видам вакуумно-герметичной сварки и обладает достаточно высокой прочностью. Реже используются более теплопроводные, но значительно менее прочные алюминиевые сплавы. Весьма перспективным материалом для использования в КТТ является медь.

В качестве фитилей наибольшее распространение получили спеченные никелевые, титановые, медные порошки, а также порошки из нержавеющей стали, которые позволяют получить капиллярные структуры с весьма малым размером пор, обладают достаточно высокой прочностью и химически совместимы со многими низкотемпературными теплоносителями [18-19]. В таблице 2 представлены основные характеристики капиллярных структур, спеченных металлических порошков.

Выбор теплоносителей для КТТ осуществляется на основе тех же критериев, что и для обычных тепловых труб. Удобным параметром для

Таблица 2. Характеристики капиллярных структур

Материал	Пористость, %	Эффективный радиус пор, $\mu\text{м}$	Проподимость, $\times 10^{13}, \text{ м}^2$	Теплопроводность, $\text{Вт/мК}$
Никель	60-75	0.7-10	0.2-20	5-10
Титан	55-70	3-10	4-18	0.6-1.5
Медь	55-75	3-15	4-30	30-60

сопоставления теплоносителей служит, так называемый, критерий качества:

$$M = \frac{\rho_l \sigma_l L}{\mu_l} \quad (5)$$

Согласно этому критерию наиболее эффективным теплоносителем в диапазоне температур от 30 до 200°C является вода. Однако для контурных тепловых труб этот критерий не является единственным. Весьма важно также анализировать эффективность того или иного теплоносителя с учетом таких параметров, как  $dP/dT$ ,  $\sigma_l/\rho_l$ , а также  $\sigma_l \rho_v/\mu_v$ . С точки зрения этих критериев в диапазоне температур до +50°C более предпочтительным является аммиак.

## 5. РАЗРАБОТКА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

### 5.1. Большие и мощные КТТ

Преимущества КТТ в наибольшей степени проявляются при большой мощности и расстоянии передачи тепла. В качестве примера на рис.5 представлены результаты испытаний аммиачной КТТ длиной 2 м [20].

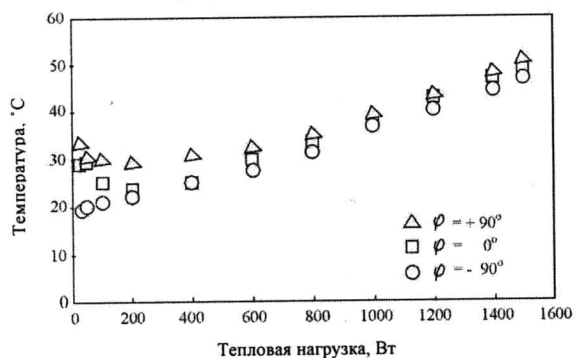


Рис. 5. Зависимость температуры стенки испарителя от тепловой нагрузки

Видно, что в диапазоне тепловых нагрузок от 500 до 1500 Вт, когда устанавливается режим работы КТТ с постоянной проводимостью, температура испарителя при различных ориентациях различается весьма незначительно. При этом признаки кризиса отсутствуют даже при максимальной мощности, которая была достигнута при данных условиях испытаний.

В работе [21] представлены результаты разработки другой аммиачной КТТ длиной 5.2 м, которая передавала сверху вниз тепловой поток от 200 до 1000 Вт. Она была снабжена испарителем диаметром 24 мм с длиной активной зоны 300 мм и имела паропровод и конденсатор диаметром 6 мм.

Высокое капиллярное давление, которое способны создавать фитили, может быть использовано не только для работы против сил гравитации, но и для увеличения расстояния теплопереноса в горизонтальном положении. Таким

примером, в частности, является аммиачная КТТ длиной около 21 м с паропроводом и конденсатором диаметром 8 мм и 6 мм, которая передавала 1.7 кВт при температуре от 40 до 60°C. Внешний вид устройства показан на рис. 6.



Рис. 6. Внешний вид КТТ длиной 21 м.

### 5.2. КТТ с высокой плотностью тепловой нагрузки

Зона испарения в КТТ, как правило, организована по принципу «инвертированных менисков» [22]. В соответствии с этим испарение теплоносителя происходит в относительно тонком слое фитиля непосредственно у стенки испарителя, в сторону которой обращены мениски, а тепловой поток направлен навстречу потоку жидкости. Для организации эффективного теплообмена здесь необходима специальная система паропроводных каналов, расположенных на границе стенка – фитиль. Система таких каналов может быть одноступенчатой, двух- и трехступенчатой. В первом, наиболее простом варианте, паропроводные каналы расположены только на фитиле или на стенке испарителя. Двухступенчатая система предполагает наличие мелких азимутальных канавок на стенке испарителя и более крупных продольных каналов на фитиле. В трехступенчатом варианте сюда добавляется, так называемый, бипористый слой, который представляет собой мелкопористый фитиль, пронизанный сообщающимися цепочками более крупных пор. Типичная схема такой зоны испарения КТТ и математическая модель теплообмена представлены в работах [23, 24]. В некоторых случаях достаточно эффективной является также двухступенчатая зона испарения, куда включаются только бипористый слой и продольные каналы [25].

В КТТ могут достигаться весьма высокие параметры, характеризующие теплообмен в зоне испарения. Так, в частности, аммиачная КТТ, внешний вид которой показан на рис. 7, продемонстрировала величину плотности теплового потока  $130 \times 10^4$  Вт/м<sup>2</sup> при любых положениях в гравитационном поле. Максимальные значения коэффициента теплопередачи на границе стенка – фитиль находились в пределах 33000-44000 Вт/см<sup>2</sup> и достигались соответственно при плотности тепловой нагрузки 10 и  $30 \times 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>.

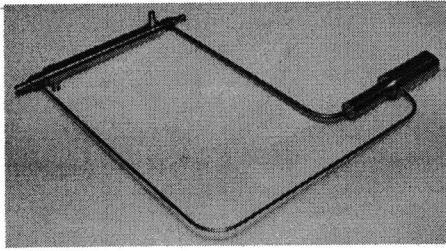


Рис.7. Общий вид КТТ с высокой плотностью тепловой нагрузки в зоне испарения

### 5.3. Разветвленные КТТ

Принцип КТТ достаточно легко позволяет создавать разветвленные теплопередающие устройства, включающие различное количество испарителей и конденсаторов, различным образом расположенных друг относительно друга [26]. Наиболее типичными случаями, когда использование таких устройств может считаться оправданным, являются следующие:

- источник тепловой нагрузки имеет большую контактную поверхность и/или мощность. При этом несколько параллельных испарителей объединяются одной «холодной плитой», на которой размещается источник тепловой нагрузки;
- несколько источников тепловой нагрузки расположены на достаточно большом расстоянии друг от друга. В этом случае каждый из них находится в тепловом контакте с отдельным испарителем;
- имеется несколько стоков тепла, которые удалены друг от друга. При этом КТТ имеет соответствующее количество конденсаторов, имеющих собственный тепловой сток.

Некоторые варианты схем разветвленных КТТ показаны на рис. 8.

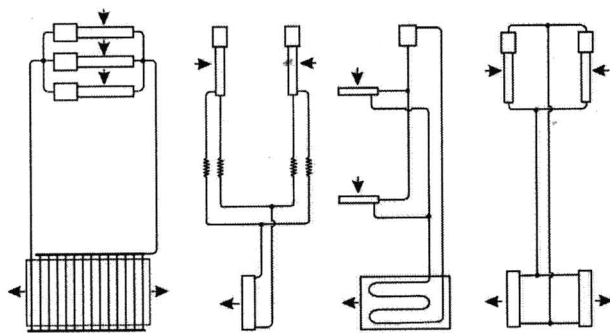


Рис. 8. Разветвленные КТТ

### 5.4. Реверсивные КТТ

В отличие от обычной тепловой трубы КТТ является «естественным» тепловым диодом. Это означает, что она может передавать тепло только в одном направлении от испарителя к конденсатору. В то же время весьма привлекательной является возможность использовать преимущества КТТ и в тех случаях, когда необходим реверс теплового

потока, если источник и сток тепла меняются местами.

В связи с этим были разработаны специальные реверсивные контурные тепловые трубы, которые имеют два одинаковых испарителя, способные эффективно выполнить роль конденсатора при реверсе теплового потока. На рис. 9 показана схема такого устройства. В работе [27] приводятся результаты разработки и испытаний 2-х метровых реверсивной КТТ, которая передает до 900 Вт в обоих направлениях при разности температур 31°C.

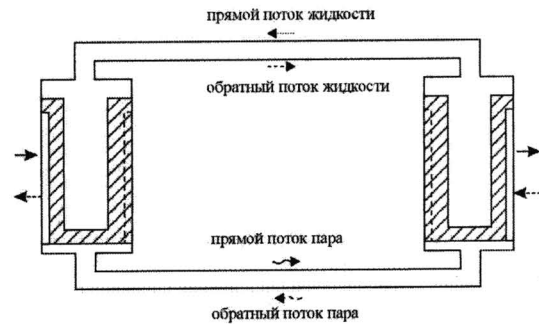


Рис. 9. Схема реверсивной КТТ.

### 5.5. КТТ с дискообразными испарителями

Чаще всего охлаждаемые объекты имеют плоскую термодатную поверхность. Поэтому для обеспечения теплового контакта с цилиндрическим испарителем требуется специальный тепловой интерфейс, который представляет собой переходный элемент «цилиндр - плоскость». Несмотря на то, что такие интерфейсы изготавливаются обычно из теплопроводных материалов, они обладают достаточно большим собственным термическим сопротивлением и массой.

Одним из вариантов решения этой проблемы является использование плоских дискообразных испарителей [28]. Внешний вид таких испарителей толщиной 10 и 13 мм, термодатная поверхность которых выполнена в виде фланца диаметром 45 мм, показаны на рис. 10. При испытаниях КТТ с такими испарителями была достигнута максимальная мощность 90-110 Вт и 120-160 Вт в зависимости от ориентации. Минимальная величина термического сопротивления при номинальной мощности составляла 0.30 К/Вт и 0.42 К/Вт.

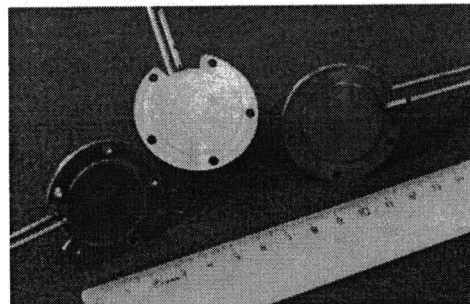


Рис.10. Внешний вид дискообразных испарителей

## 5.6. Миниатюрные КТТ

В настоящее время тепловые трубы наиболее широко используются для охлаждения электронных приборов и компьютеров. Вместе с тем, тенденция к постоянному росту тепловой нагрузки на функциональные компоненты при одновременном снижении массы и габаритов создает ситуацию, когда обычные тепловые трубы уже не могут справиться с отводом тепла. Это заставляет по-новому оценить возможности для развития принципа КТТ, направленного на создание миниатюрных теплопередающих устройств.

Использование новых подходов и технологических решений позволило создать весьма эффективные и компактные аммиачные LHPs с цилиндрическими испарителями диаметром 5-6 мм, сделанные из нержавеющей стали, а также медь-водяные КТТ с плоско-овальными испарителями толщиной 3.8 мм [29-30]. Поскольку паровая и жидкостная линии у миниатюрных КТТ имеют диаметр, не превышающий 2-3 мм, то это позволяет легко изгибать их, задавая практически любую необходимую конфигурацию. Внешний вид таких устройств представлен на рисунке 11.

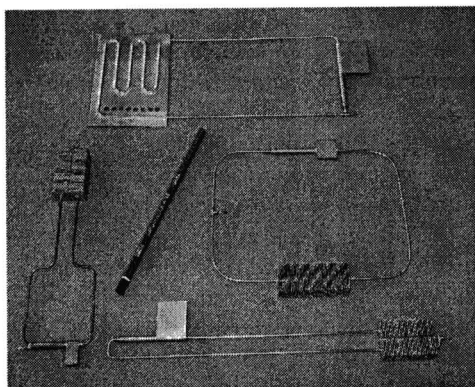


Рис.11. Внешний вид миниатюрных КТТ

Испытания КТТ с эффективной длиной 230 мм и 6 мм цилиндрическими испарителями продемонстрировали максимальную мощность 220 Вт при температуре испарителя 68°C. Плотность тепловой нагрузки при этом составляла около  $120 \times 10^4 \text{ Вт/м}^2$ . Термическое сопротивление испарителей при номинальной мощности находилось в диапазоне 0.06-0.08 К/Вт, а коэффициенты теплопередачи достигали здесь  $160 \times 10^3 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ . Весьма близкие значения максимальной мощности и термического сопротивления были достигнуты также при испытаниях медь-водяных КТТ.

## 6. ПРИМЕНЕНИЕ КТТ

### 6.1. Системы терморегулирования космических аппаратов

Основной областью применения контурных тепловых труб в настоящее время является космическая техника. Первый летный эксперимент

в условиях микрогравитации был проведен в 1989 году на российском космическом аппарате «Горизонт» [31]. Экспериментальный модуль включал КТТ с тремя параллельными испарителями диаметром 24 мм и конденсатор коллекторного типа, сопряженный с плоским радиатором. Паропровод и конденсаторопровод диаметром 6 мм имели длину около 0,6 м. Испарители были объединены общей плитой с размерами 100×100 мм, на которой размещались имитаторы тепловой нагрузки. В качестве теплоносителя использовался фреон-11. Внешний вид экспериментального модуля показан на рис. 12.

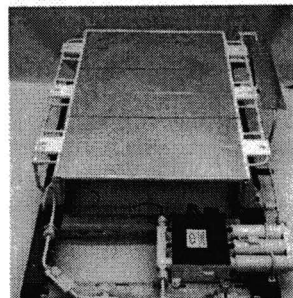


Рис. 12. Внешний вид летного экспериментального модуля

Первое реальное применение КТТ состоялось в 1994 году на российском спутнике «Обзор», где две аммиачные и одна пропиленовая КТТ были установлены в системе терморегулирования блока оптических приборов [32]. Схема системы терморегулирования представлена на рис. 13.

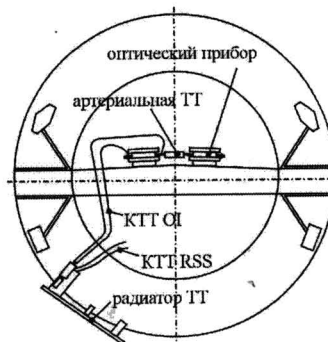


Рис. 13. Схема терморегулирования блока оптических приборов

В настоящее время КТТ находят все более широкую дорогу в космос, где уже работает несколько десятков таких устройств [33-34].

В условиях микрогравитации способность КТТ работать в «антигравитационном» режиме не нужна, однако при наземной подготовке космических аппаратов это качество во многих случаях является необходимым. Кроме того, при создании систем терморегулирования космического назначения используются такие преимущества этих устройств, как высокая теплопередающая способность, низкое термическое сопротивление, механическая гибкость, отличная адаптируемость к различным условиям компоновки.

## 6.2. Охлаждение электроники и компьютеров

Электроника является весьма перспективной областью применения КТТ. Здесь они могут дополнить или заменить обычные тепловые трубы и создать благоприятные условия для дальнейшего развития этой сферы технологии.

Первое реальное применение КТТ в электронике относится к концу 70-х годов, когда они были использованы в качестве дублирующей системы охлаждения блока мощных транзисторов. КТТ с ацетоном в качестве теплоносителя были изготовлены из нержавеющей стали и снабжены испарителями диаметром 22 см с никелевым фитилем. Конденсаторы имели форму плоского змеевика, сопряженного с основанием оребренного радиатора. Номинальная мощность устройств составила 30 Вт. Внешний вид блока транзисторов с контурной тепловой трубой показан на рис. 14.

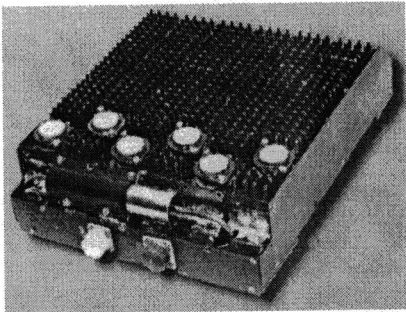


Рис. 14. Общий вид электронного блока с контурной тепловой трубой

Компьютерная техника, в частности, ПК «Ноутбук» также является весьма перспективной областью применения КТТ, которая открылась благодаря появлению устройств [35]. Первый опыт в этом направлении был получен в 2001 году, когда на основе КТТ был создан ряд компактных охладителей массой около 50 г для центральных процессоров, рассеивающих тепловой поток величиной 25-30 Вт [36]. Схема такого охладителя показана на рис. 15. В настоящее время закончены

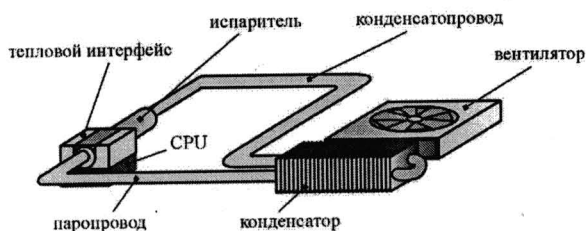


Рис. 15. Схема охладителя ПК «Ноутбук»

успешные испытания охладителя на основе медь-водяной КТТ с плоскоовальным испарителем, который предназначен для охлаждения центральных процессоров, рассеивающих до 100 Вт.

Разработана также бесшумная система охлаждения для настольных ПК, которая создана на основе медь-водяной КТТ, снабженной плоскоовальным испарителем толщиной 7 мм [37].

В качестве теплового стока здесь использована одна из боковых стенок корпуса системного блока, которая имеет оребрение с внешней стороны (рис.16). В условиях свободной конвекции такая

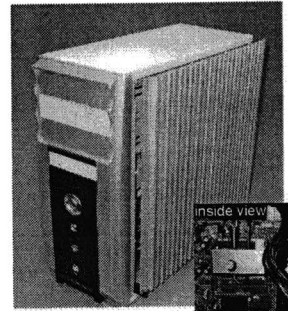


Рис. 16. Внешний вид системного блока с бесшумной системой охлаждения

система способна рассеять до 100 Вт, если температура окружающего воздуха не превышает 22°C. При использовании принудительного воздушного охлаждения стенки системного блока величина рассеиваемой мощности может быть увеличена до 180 Вт. Общее термическое сопротивление системы при этом составляет около 0.29К/Вт. Если принять во внимание, что самые мощные современные процессоры с тактовой частотой около 4 ГГц рассеивают до 130-140 Вт, то такой результат является вполне успешным.

## 7. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Контурные тепловые трубы являются высокоэффективными теплопередающими устройствами, которые способны передавать большие тепловые потоки на значительное расстояние при любой ориентации в 1-g и 0-g условиях. На их основе могут быть созданы разветвленные, реверсивные, регулируемые системы для передачи тепла, обладающие механической гибкостью и высокой адаптируемостью к различным условиям эксплуатации. КТТ нашли успешное применение в космической технологии. Новое поколение этих устройств – миниатюрные контурные тепловые трубы – может решить проблему охлаждения современной и перспективной электроники и компьютерной техники.

## СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

- T – температура, К;
- P – давление, Па;
- $\Delta T$  – разность температур, К;
- $\Delta P$  – разность давлений, Па;
- $\partial P / \partial T$  – производная, характеризующая наклон линии насыщения, Па/К;
- $l$  – длина, м;
- L – скрытая теплота испарения, кДж/кг;
- $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;
- $\mu$  – динамический коэффициент вязкости, Па·с;
- $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;
- g – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;
- $\varphi$  – угол наклона к горизонтальной плоскости, град.



Индексы:

v – пар;

l – жидкость.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тепловая труба// Авт. свид. СССР № 449213. 1974.
2. Герасимов Ю.Ф., Майданик Ю.Ф. Щеголев Г.Т. и др. Низкотемпературные тепловые трубы с раздельными каналами для пара и жидкости// ИФЖ.1975. Т.28. №6. С.957-960.
3. Heat pipe condensate return. US Patent 3561525. 1971.
4. Heat transfer apparatus with osmotic pumping. US Patent 3677337. 1972.
5. Basiulis A. VBP heat pipes for energy storage// Proc. of the 11<sup>th</sup> Intersociety Energy Conv. Conf. State Line. NV. 1976. V.1. P. 901-904.
6. Heat pipe capable of operating against gravity and structures utilizing them. US Patent 4057963. 1977.
7. Basiulis A., Fleishman G. et al. Design, development and tests of a 1000-watt osmotic heat pipe// AIAA Pap.1482.1980.
8. Down pumping heat transfer device. US Pat.4252185.1981.
9. Roberts C.C. A review of heat pipe liquid delivery concepts// Proc.of the 4<sup>th</sup> Int.Heat Pipe Conf. London. 1981. P. 694-702.
10. Maydanik Yu.F. Review: Loop Heat Pipes// Appl. Therm. Eng. 2005. № 25. P. 635-657.
11. Долгирев Ю.Е., Герасимов Ю.Ф., Майданик Ю.Ф. и др. Расчет тепловой трубы с раздельными каналами для пара и жидкости// ИФЖ. 1978. Т. 34. №6. С. 988-993.
12. Ферштатер Ю.Г., Майданик Ю.Ф. Анализ температурного поля в капиллярной структуре «антигравитационной» тепловой трубы// ИФЖ. 1986. Т.51. №2. С. 203-207.
13. Kiseev V.M., Nouroutdinov V.A. et al. Analysis of maximal heat transfer capacity of capillary loops// Proc. of the 9<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conf. Albuquerque. NM. 1995. P. 1007-1014.
14. Maydanik Yu.F., Fershtater Yu.G. Theoretical basis and classification of loop heat pipes and capillary pumped loops// Proc. of the 10<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conference. Stuttgart. Germany. 1997. Keynote lecture X 7.
15. Dickey J.T., Peterson G.P. An experimental and analytical investigation of the operational characteristics of a capillary pumped loop// AIAA Pap. 2746. 1993.
16. Ku J. Operating characteristics of loop heat pipes// SAE Pap. 2007. 1999.
17. Kaya T., Hoang T.T. Mathematical Modeling of LHPs and Experimental Validation// J. Thermophysics and Heat Transfer. 1999. V. 13. № 3. P. 2557-2569.
18. Кусков Г.В., Майданик Ю.Ф. Титановые пористые материалы для капиллярных структур тепловых труб// Порошковая металлургия. 1983. №1. С. 36-38.
19. Кусков Г.В., Майданик Ю.Ф. Исследования структурных и гидравлических свойств капиллярно-пористых материалов для тепловых труб// ИФЖ. 1986. Т.50. №4. С. 582-588.
20. Maydanik Yu.F., Vershinin S.V. et al. Some results of the latest developments and tests of loop heat pipes// Proc. of the 33<sup>rd</sup> Intersociety Engineering Conf. on Energy Conversion. Colorado Springs. CO. 1998.
21. Maydanik Yu.F., Pastukhov V.G. Loop heat pipes – recent developments, test and applications//SAE Pap.199-01-2530. 1999.
22. Feldman K.T., Noren D.L. Design of heat pipe cooler laser mirrors with inverted meniscus evaporator wick// AIAA Pap. 148. 1980.
23. Maydanik Yu.F., Vershinin S.V. et al. Heat transfer enhancement in a loop heat pipe evaporator//Proc. of the 10<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conf. Stuttgart. Germany. 1997. Pap. A1-3.
24. Chernyshova M.A., Maydanik Yu.F. et al. Heat exchange in the evaporator of a loop pipe with a biporous capillary structure//Proc.of the 11<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conf.1999. Tokyo. P. 348- 354.
25. North M., Saraff D. et al. High heat flux loop heat pipes// Proc. of the 6<sup>th</sup> European Symp. on Space Environmental Control Systems. Noordwijk. The Netherlands. 1997. P. 371-376.
26. Maydanik Yu.F., Pastukhov V.G. et al. Development and test results of a multi-evaporator-condenser loop heat pipe// Proc. of the Space Techn. and Applications Int. Forum. Albuquerque. NM. 2003.
27. Sudakov R.G., Maydanik Yu.F. et al. Development and investigation of an ammonia reversible loop heat pipe// Proc. of the 12<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conference. Moscow. 2002. P. 177-181.
28. Maydanik Yu.F., Vershinin S.V. et al. Development and tests of miniature loop heat pipes with a flat evaporator// Proc. of the 30<sup>th</sup> Int. Conf. on Environmental Systems and the 7<sup>th</sup> European Symp. on Space Environmental Control Systems. Toulouse. France. Pap. 2000-01-2491. 2000.
29. Maydanik Yu.F., Vershinin S.V. et al. Miniature Loop Heat Pipes – a Promising Means for Cooling Electronics// IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies. 2005. Vol. 28. № 2. P. 290-296.
30. Maydanik Yu.F. Miniature Loop Heat Pipes// Proc. of the 14<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conf. Shanghai. China. 2004. P. 23-35.
31. Maydanik Yu.F., Fershtater Yu.G. et al. Thermoregulation of loops with capillary pumping for space use// SAE Pap. № 921162. 1992.
32. Goncharov K. A., Kolesnikov V. et al. Loop Heat Pipes in Thermal Control Systems for “Obzor” Spacecraft// SAE Pap. 951555. 1995.
33. Goncharov K., Kolesnikov V. Development of propylene LHP for spacecraft thermal control systems// Proc. of the 12<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conference. Moscow. 2002. P. 171-176.
34. Baker C.L., Grob E.W. et al. Geoscience laser altimetry system (GLAS) on-orbit flight report on the propylene loop heat pipes (LHPs)// Proc. of the Int. Two-Phase Thermal Control Technology Workshop. Noordwijk. The Netherlands. 2003.
35. Chang C.S., Huang B.J. et al. Feasibility of a mini LHP for CPU cooling of a Notebook PC// Proc. of the 12<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conference. 2002. P. 390-393.
36. Pastukhov V.G., Maydanik Yu.F. et al. Miniature loop heat pipes for electronic cooling// Appl. Therm. Eng. 2003. № 23. P. 1125-1135.
37. Pastukhov V.G., Maydanik Yu.F. Low-Noise Cooling System for PC on the Base of Loop Heat Pipes// Proc. of the Int. Symp. “SEMI-THERM 22”. Dallas. TX. 2006.