

К. т. н. С. М. ХАЙРНАСОВ

Украина, НТУУ «Киевский политехнический институт»  
E-mail: Sergey.Khairnasov@gmail.com

## ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ В СИСТЕМАХ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РЭА: СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ

*Существенную роль в решении задачи обеспечения тепловых режимов функционирования радиоэлектронной аппаратуры сыграло внедрение эффективных теплопередающих и теплообменных систем на основе тепловых труб. В настоящее время можно выделить следующие направления использования тепловых труб: электронная аппаратура, компьютерная техника различного назначения, силовая электроника. В статье приводится анализ современного состояния и перспектив использования тепловых труб в системах обеспечения тепловых режимов радиоэлектронной аппаратуры наземного применения.*

*Ключевые слова: тепловая труба, термосифон, РЭА, компьютерная техника, система охлаждения.*

Проблема обеспечения тепловых режимов электронной и радиоэлектронной аппаратуры (**РЭА**) наземного применения является актуальной, что в первую очередь связано с достаточно узким температурным диапазоном ее функционирования, в котором обеспечиваются ее номинальные характеристики. В современных компьютерных центрах около половины всей потребляемой энергии приходится на холодильные и компрессорные установки, т. е. очевидно, что в этом случае внедрение ресурсосберегающих систем охлаждения является весьма выгодным и актуальным [1]. Кроме того, в последнее время проблема обеспечения температурного режима РЭА усугубляется тем, что новые технологии позволяют изготавливать радиоэлектронные компоненты малых размеров, что наряду с их высоким тепловыделением приводит к усложнению задачи обеспечения тепловых режимов (например, при площади ядра процессора AMD Trinity 246 мм<sup>2</sup> тепловой поток может достигать 100 Вт, а в некоторых конструкциях современных процессоров — 300 Вт).

Для поддержания нужного температурного режима РЭА существует ряд конструкторских решений, в которых используются радиаторы, вентиляторы, жидкостные системы охлаждения. Однако для целого ряда задач наиболее эффективным является использование активных и пассивных систем обеспечения тепловых режимов на основе двухфазных теплотранспортных систем — тепловых труб [2].

В настоящее время использование тепловых труб (**ТТ**) в системах обеспечения теплового режима (**СОТР**) РЭА достаточно широко распространено [3, 4]. Применению ТТ в РЭА было посвящено много работ еще в 1970-х годах, но

массовое использование ТТ в электронной индустрии, включая компьютерную, началось в начале 2000-х годов. Так, сегодня практически все конструкции ноутбуков включают системы охлаждения на основе ТТ. Тепловые трубы используются в узлах и блоках РЭА с элементами повышенной мощности. Они могут использоваться для отвода тепла как от единичного электронного элемента, так и от группы электронных элементов.

Существует огромное количество публикаций, в которых авторы описывают различные технические решения СОТР на основе ТТ, а также конструкции самих ТТ. Однако следует отметить недостаточность публикаций, обобщающих вопросы применения ТТ в РЭА. В настоящей работе рассмотрены разнообразные технические решения современных СОТР с применением ТТ, проведены обобщение и анализ, которые могут составить базу для выбора ТТ и проектирования перспективных конструкций РЭА специалистами.

### Классификация тепловых труб

Любое техническое решение современной РЭА базируется на конструктивных особенностях, определяющих компактность, низкие энергопотребление и массу, а также снижение стоимости изделия. В связи с этим, выбор конструктором СОТР без ТТ либо с ТТ имеет одно из решающих значений. При этом также важным является вопрос выбора типа самой ТТ. При создании РЭА конструктору необходимо знать не только принципы функционирования различных типов ТТ, но и, что более важно, их функциональные ограничения, а также необходимые и

достаточные условия, определяющие стабильную работу ТТ. Таким образом, понимание процессов, происходящих в ТТ различных конструкций, является первичным вопросом при создании конструкции СОТР на их основе.

Существуют различные подходы к классификации ТТ, что вызвано появлением всё новых конструктивных решений ТТ. Для общего по-

нимания разновидностей и места ТТ в двухфазных теплотранспортных системах предлагается рассмотреть классификацию по принципу их функционирования, приведенную на **рис. 1**. За ее основу взята классификация из европейского стандарта, включающего требования к ТТ для космической техники [5], но в нее дополнительно включены пульсационные ТТ, термосифоны и

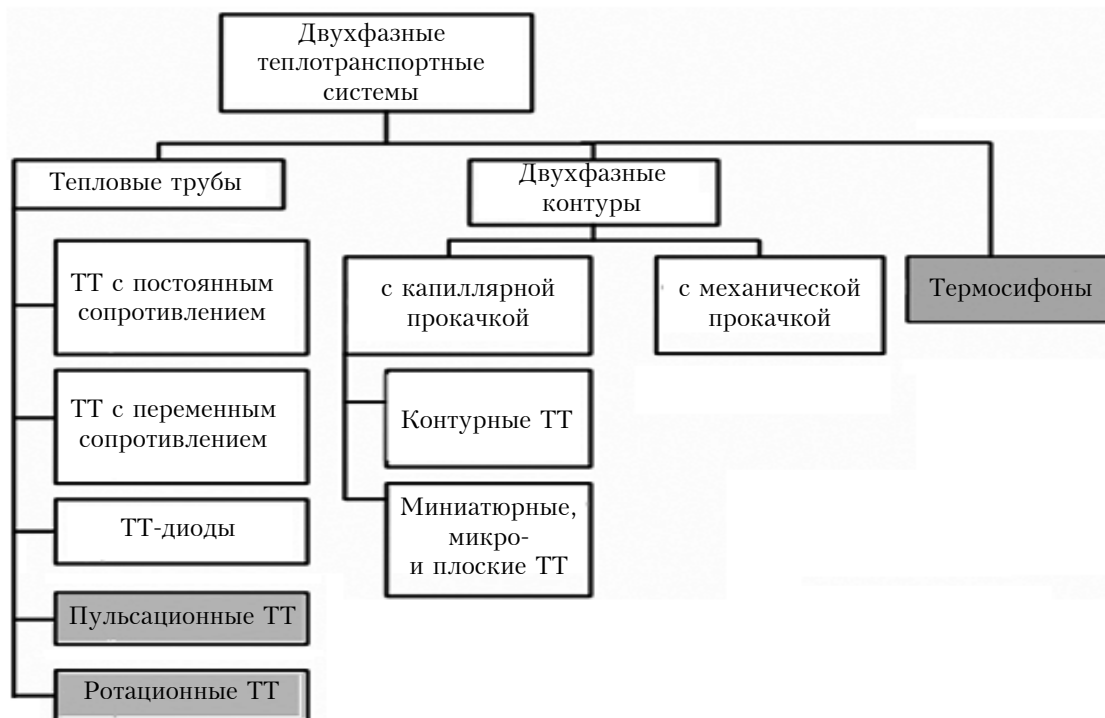


Рис. 1. Классификация двухфазных теплотранспортных систем наземного назначения [5]

Таблица 1

Характеристики тепловых труб различных типов

| Тип ТТ                                    | Принцип функционирования (сила, движущая жидкую фазу теплоносителя)                     | Преимущества                                                                       | Недостатки                                                            |
|-------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------|
| Обычные термосифоны                       | Гравитационные силы                                                                     | Простота конструкции, низкая стоимость, надежность                                 | Не работают против сил тяжести                                        |
| Миниатюрные, микро- и плоские термосифоны |                                                                                         | Простота конструкции, малые габариты, надежность                                   | Низкие теплопередающие характеристики; не работают против сил тяжести |
| Обычные ТТ                                | Капиллярные силы                                                                        | Надежность, могут работать против сил тяжести                                      | Средняя стоимость                                                     |
| Миниатюрные, микро- и плоские ТТ          |                                                                                         | Малые габариты, могут работать против сил тяжести                                  | Низкие теплопередающие характеристики                                 |
| Контурные ТТ                              | Перепад давлений между испаряющей и впитывающей поверхностями капиллярного насоса       | Работают при любой ориентации в пространстве, позволяют создать гибкую конструкцию | Высокая стоимость                                                     |
| Пульсационные ТТ                          | Переменные (пульсационные) процессы испарения и конденсации теплоносителя в «петлях» ТТ | Простота конструкции, низкая стоимость                                             | Нестабильность работы, недостаточно изучены                           |

ротационные ТТ, которые сегодня успешно применяются в СОТР РЭА наземного назначения.

В данной работе проведен анализ имеющейся информации о ТТ с постоянным термическим сопротивлением, термосифонов, контурных и пульсационных ТТ, а также модификаций ТТ с постоянным термическим сопротивлением и термосифонов малых габаритов — микро- и миниатюрных ТТ (диаметром 6 мм и меньше), паровых камер и плоских ТТ (высотой 6 мм и меньше), гибких ТТ, которые являются на сегодняшний день актуальными для применения в малогабаритной РЭА. В табл. 1 приведена информация об особенностях рассматриваемых типов ТТ.

Следует отметить, что ТТ с постоянным и переменным термическим сопротивлением, а также тепловые трубы-диоды могут выполняться с капиллярной структурой (КС) различного типа: порошковой, сетчатой, металловолоконистой и канавчатой (рис. 2). В табл. 2 приведены рабочие характеристики (максимальный передаваемый тепловой поток  $Q_{\max}$  и термическое сопротивление  $R_{tt}$ ), а также стоимостные показатели ТТ идентичной конструкции с КС различного типа [5]. Здесь не приведены данные по ТТ с металловолоконистой КС, термическое сопротивление и стоимостные показатели которых приблизительно такие же, как и у ТТ с порошковой КС, но при этом они более эффективны при работе против силы тяжести.

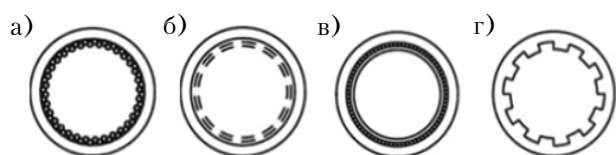


Рис. 2. Сечения ТТ с различными капиллярными структурами:

а — порошковая; б — сетчатая; в — металловолоконистая; г — канавчатая (конструкционная)

Таблица 2

Сравнение рабочих характеристик медных ТТ, направленных водой, с постоянным термическим сопротивлением и КС разного типа [6]

| Тип КС                        | $Q_{\max}$ , Вт | $R_{tt}$ , К/Вт | Стоимость 1 шт./от 100 шт., евро |
|-------------------------------|-----------------|-----------------|----------------------------------|
| Длина ТТ 200 мм, диаметр 8 мм |                 |                 |                                  |
| Порошковая                    | 61              | 0,1–0,2         | 15,56/5,67                       |
| Сетчатая                      | 50              | 0,05–0,01       | 13,33/4,70                       |
| Канавчатая                    | 55              | 0,05–0,01       | 12,88/4,47                       |
| Длина ТТ 400 мм, диаметр 6 мм |                 |                 |                                  |
| Порошковая                    | 40              | 0,15–0,2        | 15,00/5,37                       |
| Сетчатая                      | 45              | 0,05–0,01       | 14,39/5,14                       |
| Канавчатая                    | 45              | 0,05–0,01       | 13,77/4,92                       |

Таким образом, можно заключить, что из четырех типов КС канавчатая наиболее привлекательна, но только для условий горизонтального расположения ТТ или при работе в режиме термосифона. ТТ с канавчатой КС, как и гладкостенные термосифоны, нельзя применять в тех случаях, когда зона подвода тепла располагается над зоной теплоотвода (т. е. при работе против силы тяжести).

### Системы обеспечения тепловых режимов РЭА на основе ТТ

Тепловые трубы эффективно использовать в СОТР РЭА в тех случаях, когда:

- источник теплоты (электронный элемент или группа электронных элементов) находится на расстоянии от места, где необходимо обеспечить отвод тепла;
- необходимо повысить компактность и снизить массо-энергетические характеристики СОТР и всего изделия.

Можно выделить два типа конструкций СОТР с ТТ по способу размещения элементов РЭА [3, 7]:

- непосредственно на поверхности ТТ (схемным решением тут может быть использование теплопроводного электроизолирующего слоя между ТТ и электронным элементом, а конструктивной реализацией — использование обычной теплопроводной пасты или компаундов типа КПТ-8, КТЭ-2 и др.);
- на корпусах ТТ через теплопроводные конструктивные элементы (такая компоновка часто используется, если сечение корпуса ТТ имеет круглую форму, при этом применяются металлические пластинчатые теплопереходы).

В качестве элементов СОТР РЭА используются различные типы ТТ, но обычно малых габаритов: микро- и миниатюрные ТТ, паровые камеры, плоские ТТ, гибкие ТТ, круглые ТТ с различными типами КС, контурные ТТ и пульсационные ТТ.

Различный вид может иметь и сборка РЭА с использованием ТТ. Одними из основных факторов, влияющих на конструкцию, являются:

- взаимное расположение тепловыделяющих элементов и зоны отвода теплоты в окружающую среду;
- максимальная тепловая мощность, которая выделяется элементами РЭА;
- максимальная и минимальная температура рабочих элементов РЭА;
- условия эксплуатации РЭА.

Рассмотрим варианты компоновки СОТР современных РЭА, использующих ТТ, на основе информации одного из лидеров разработки и внедрения ТТ в системах охлаждения РЭА — компании FURUKAWA [8]. На рис. 3 приведены основные схемные решения использования ТТ в компьютерной технике класса лэптоп (laptop).

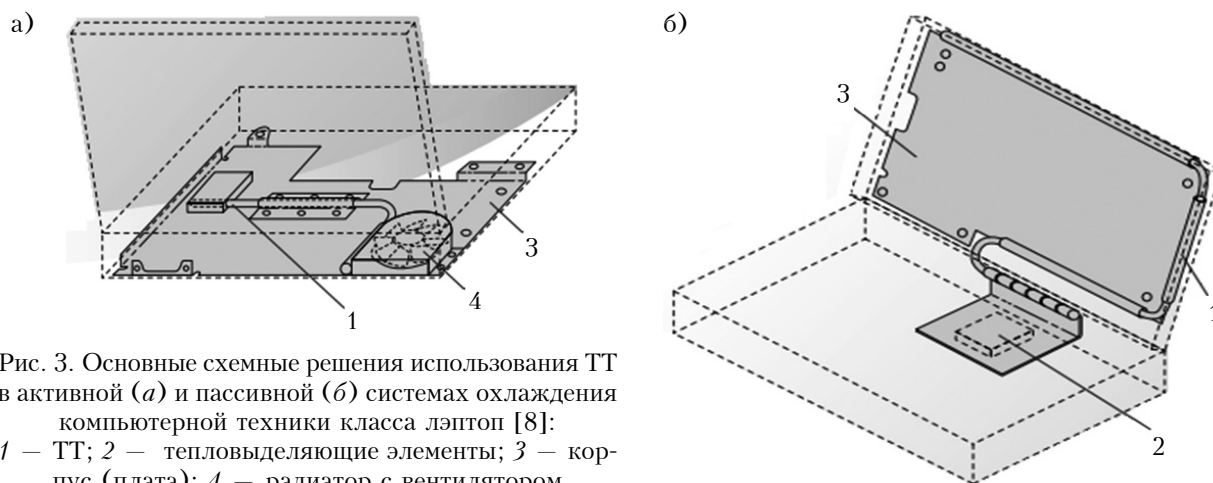


Рис. 3. Основные схемные решения использования ТТ в активной (а) и пассивной (б) системах охлаждения компьютерной техники класса лэптоп [8]: 1 — ТТ; 2 — тепловыделяющие элементы; 3 — корпус (плата); 4 — радиатор с вентилятором

Следует отметить, что в РЭА при использовании ТТ повышается эффективность и активной, и пассивной систем охлаждения. Так, в компьютерных системах класса лэптоп чаще всего реализуется подход повышения эффективности активной системы охлаждения (рис. 3, а). В этом случае использование ТТ позволяет улучшить компоновку и уменьшить массогабаритные характеристики изделия, повысить отводимый от изделия тепловой поток, уменьшить стоимость

изделия. Перспективным является и создание пассивных систем охлаждения. В этом случае в качестве радиатора может быть использована специальная радиаторная плата или же корпус изделия, например тыльная сторона корпуса экрана компьютера, а ТТ являются элементами для транспорта теплоты от процессоров к корпусу (рис. 3, б). При этом обеспечивается, прежде всего, бесшумность, а также надежность, но существует проблема отвода больших тепловых потоков. Поэтому такой подход может использоваться в системах с малым тепловыделением, например не более 10–15 Вт.

Аналогичные подходы реализуются и в СОТР компьютеров класса десктоп (desktop) (рис. 4), для которых ввиду большей, чем у техники класса лэптоп, поверхности корпуса существует также больше возможностей для реализации пассивной системы охлаждения с ТТ. Как пример можно привести корпус Impactics C3LN&K.ISS [11] систем домашних кинотеатров, который кроме двух радиаторов имеет пассивную систему охлаждения с четырьмя медными ТТ. Такая СОТР позволяет обеспечить необходимый температурный режим процессора при его мощности 35 Вт, при этом температура корпуса не превышает 50°C. Габариты корпуса 260 240 8 мм. Для компьютерных процессоров на основе ТТ используются радиаторы, например, Cool Master [9], ZALMAN [10] и многие другие.

Широкое использование ТТ в РЭА не ограничивается только компьютерной техникой. На рис. 5 приведены компоновочные схемы СОТР с ТТ, применяемые в других электронных и радиоэлектронных системах. Здесь, прежде всего, необходимо выделить преимущества и возможности, которые обеспечиваются применением тепловых труб, а именно:

— возможность создания пассивной системы охлаждения (рис. 5, а), когда корпус изделия или специальная радиаторная плата используется как элемент отвода теплоты;

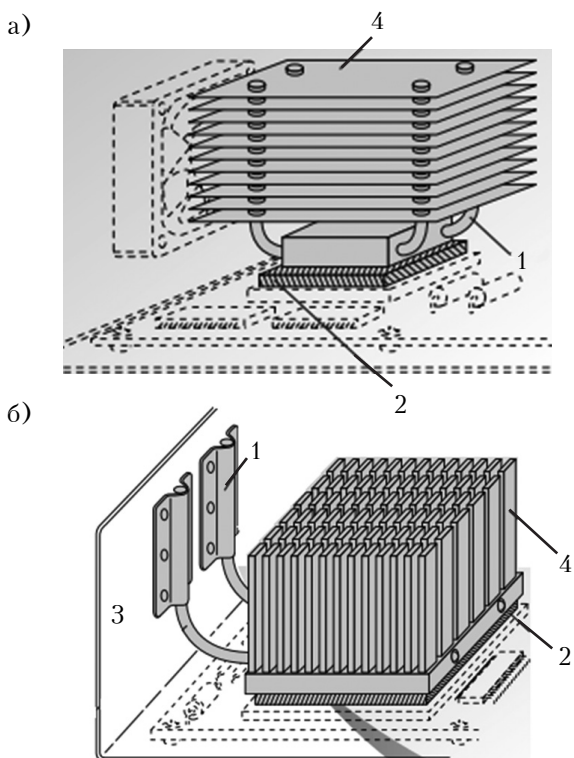


Рис. 4. Основные схемные решения использования ТТ в активной (а) и пассивной (б) системах охлаждения компьютерной техники класса десктоп [8]: 1 — ТТ; 2 — тепловыделяющие элементы; 3 — корпус (плата); 4 — радиатор

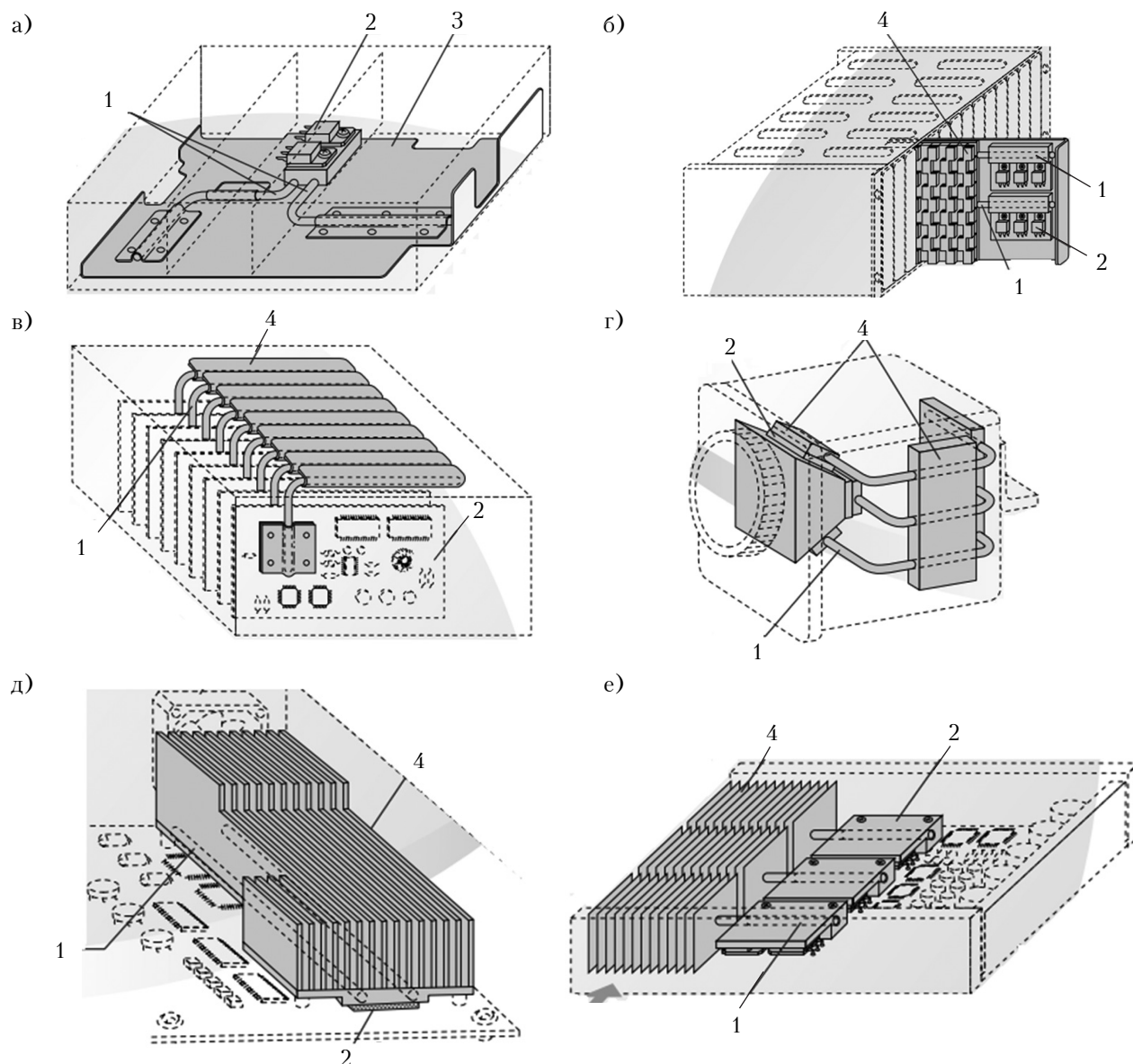


Рис. 5. Основные схемные решения использования ТТ в СОТР различного вида РЭА [8]:

а — телекоммуникационные блоки; б — телекоммуникационные конвертеры; в — оптоэлектронные устройства; г — видеокамеры; д — рабочие станции; е — серверы  
(1 — ТТ; 2 — тепловыделяющие элементы; 3 — корпус (плата); 4 — радиатор)

— благодаря тому, что ТТ позволяют отказаться от дополнительного пространства между платами для циркуляции охлаждающего воздуха, обеспечивается компактность изделия, как это показано на примере телекоммуникационного конвертера на рис. 5, б;

— ТТ позволяют обеспечивать необходимый тепловой режим изделий в тех случаях, когда невозможно использовать активную систему охлаждения, как, например, в оптоэлектронных устройствах и видеокамерах (рис. 5, в, г). Следует заметить, что ТТ часто используются в СОТР РЭА специального назначения (например, для военных целей) и работающих в агрессивной или пожароопасной среде;

— применение ТТ позволяет решить проблему уменьшения шума на больших рабочих станциях и компьютерных центрах (рис. 5, д), позволяя снизить количество вентиляторов активной системы охлаждения и улучшить компоновку электронных блоков рабочих станций.

Однако одним из главных преимуществ использования ТТ является повышение эффективности охлаждения теплонагруженных элементов: благодаря улучшению компоновки элементов изделия, о чем было сказано выше, появляется возможность использования более габаритных, а значит, с намного более развитой поверхностью теплоотвода радиаторов. На рис. 5, е приведен пример построения СОТР процессоров серверов.

### Применение тепловых труб

#### Микро- и миниатюрные тепловые трубы

Микро- и миниатюрные ТТ круглой формы диаметром от 0,3 до 6 мм получили сегодня наибольшее распространение. Их корпус изготавливается из меди, в качестве теплоносителя используется дистиллированная вода, этанол, метанол или ацетон. Они могут изготавливаться с капиллярной структурой различного типа или же без нее (для работы только в режиме термосифона). На **рис. 6** приведены примеры систем охлаждения с медными микро- и миниатюрными ТТ.

Технология изготовления микро- и миниатюрных ТТ из меди широко развита. Существует ряд теоретических моделей, описывающих происходящие внутри таких ТТ процессы. Детальный теоретический анализ процессов в зонах испарения и конденсации микро- и миниатюрных ТТ приведены в [13, 14]. Существует ряд работ, посвященных тепловому анализу СОТР с ТТ для компьютеров. Так, в [15] приведена математическая модель и анализ температурного поля алюминиевого радиатора с двумя и четырьмя встроенными ТТ диаметром 6 мм. Показано, что две ТТ позволяют отводить около 36% общей теплоты от процессора, а четыре ТТ — около 48%. Общее термическое сопротивление всей системы охлаждения процессора равно 0,24°С/Вт. Как продолжение, в [16] описано программное обеспечение на основе разработанной модели для теплового расчета радиаторов со встроенными ТТ. Результат анализа показал, что система охлаждения обладает оптимальными характеристиками при длине тепловых труб 210 мм для двух ТТ и 150 мм для четырех ТТ. В [17] показано, что радиаторы со встроенными ТТ имеют высокую эффективность, а затраты на изготовление серверов и компьютеров невелики в тех случаях, когда необходимо обеспечить отвод большого количества тепла от электронных компонентов при обеспечении их номинальной темпера-

туры 70°С. Типичный пример применения компаний FUJICURA тепловых труб в системах охлаждения ноутбуков и их преимущества описаны в [18].

Наиболее перспективными для медных микро- и миниатюрных ТТ являются конструкции с порошковой или металловолоконистой КС. Так, в [19] показано, что использование КС из медного порошка в три-четыре раза повышает коэффициент теплоотдачи по сравнению с ТТ с канавчатой КС. Например, ТТ с КС на основе медного спеченного порошка (диаметр частиц менее 100 мкм) длиной  $l=200$  мм при длине зоны испарения 70 мм, зоны конденсации 85 мм, наружным диаметром  $d_n=4$  мм и диаметром парового канала  $d_k=2$  мм обеспечивает передачу теплового потока до 50 Вт в горизонтальном положении с водой в качестве теплоносителя [20].

В [17] приведено сравнение эффективности миниатюрных ТТ с порошковой и сетчатой КС, а также с КС в виде жгута из медной проволоки. Так, при равных условиях и при температуре пара 60°С максимальный тепловой поток, передаваемый ТТ с порошковой КС, составлял 35 Вт, с сетчатой КС — 28 Вт, а с КС в виде жгута — 12 Вт. При более высоких значениях потока разница была еще выше.

Также перспективными являются ТТ с металловолоконистой КС, основным преимуществом которой является то, что по сравнению с другими КС она наиболее эффективно обеспечивает работу ТТ против силы тяжести. В [21] приводится информация, что заправленная водой ТТ с медной металловолоконистой КС с пористостью 82% при  $l=200$  мм,  $d_n=4$  мм,  $d_k=2$  мм передает около 5 Вт в случае когда зона подвода тепла расположена выше зоны теплоотвода, при горизонтальном расположении — около 55 Вт, а при расположении зоны подвода тепла ниже зоны теплоотвода — более 90 Вт. При  $l=200$  мм,  $d_n=6$  мм,  $d_k=3$  мм ТТ с медной металловолоконистой КС с пористостью 70%, также заправленная водой, передавала в этих трех поло-

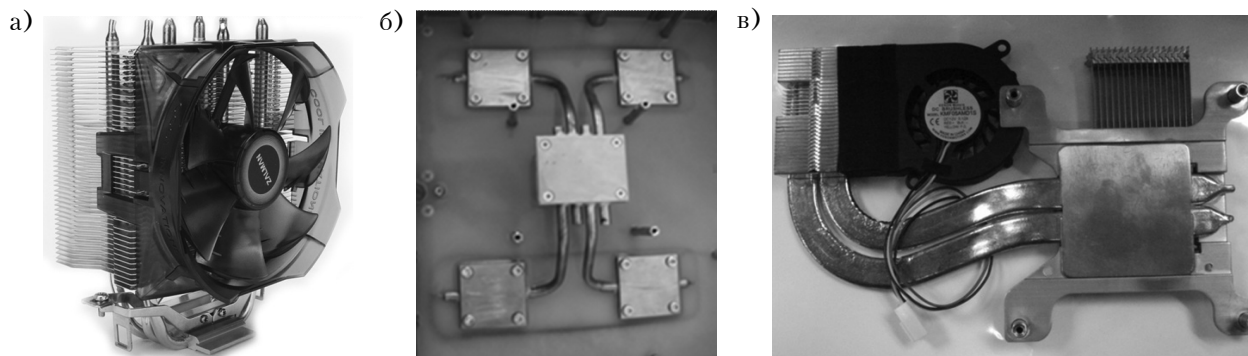
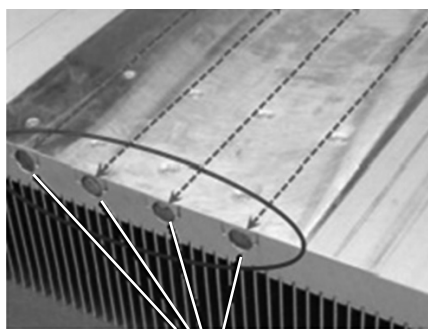


Рис. 6. Системы охлаждения на основе медных микро- и миниатюрных ТТ:

*a* — активная система охлаждения процессора CNPS8X OPTIMA компании ZALMAN [10] с тремя ТТ для компьютера класса десктоп; *b* — пассивная система охлаждения процессора видеорегистратора с четырьмя ТТ [12]; *в* — активная система охлаждения процессора компьютера класса лэптоп с двумя ТТ (использованы сплюснутые ТТ)



Тепловые трубы

Рис. 7. Радиаторы со встроенными ТТ [22]

жениях, соответственно, 60, 115 и более 250 Вт. Термическое сопротивление такой ТТ равно  $1,4 - 1,5$  К/Вт при  $d_n = 3$  мм,  $0,6 - 0,8$  К/Вт при  $d_n = 4$  мм и  $0,2 - 0,3$  К/Вт при  $d_n = 6$  мм.

В настоящее время крепление ТТ к радиаторам производят через слой теплопроводных паст впаиванием или прижимом. Однако перспективным в этом отношении направлением является создание радиаторов со встроенными ТТ [22], которые могут использоваться и в силовой электронике. Приведенная на рис. 7 конструкция состоит из ТТ диаметром 8 мм и длиной 300 мм, каждая из которых позволяет передавать тепловой поток до 70 Вт. Рассматривается изготовление таких радиаторов с ТТ диаметром 16 мм, когда каждая ТТ сможет передавать до 1 кВт, а вся сборка — до 32 кВт.

#### Паровые камеры

Проблема обеспечения теплового режима РЭА при высоких плотностях теплового потока привела к созданию так называемых паровых камер [23], эффективность применения которых на сегодняшний день подтверждена многочисленными научными исследованиями и массовостью их производства для серверных систем.

Паровая камера (ПК) представляет собой плоскую миниатюрную ТТ, ее основная функция — снижение плотности теплового потока за счет увеличения поверхности теплоотвода. ПК используются как элементы радиаторов.

В ПК пар конденсируется на поверхности, где расположена система отвода теплоты (на-

пример, радиатор), и возвращается в зону испарения под действием силы тяжести или за счет капиллярных сил в КС. В качестве КС сегодня в ПК чаще всего используется порошковые [24]. На корпусе паровой камеры также имеются столбики с КС, предотвращающие его сдавливание и, кроме того, повышающие эффективность ПК (рис. 8).

Основные преимущества ПК заключаются в том, что они имеют высокую скорость теплопередачи при запуске, малое термическое сопротивление и позволяют уменьшить плотность теплового потока. Так же как и ТТ, ПК имеют следующие определяющие свойства: пористость КС, размер пор КС, проницаемость КС, удельную площадь поверхности, теплопроводность и смачивание поверхности рабочей жидкостью.

В [26] было показано, что использование ПК позволило повысить эффективность активной системы охлаждения на 20% и на столько же уменьшить вес СОТР мощных серверов. Как было описано в [27], ПК может иметь эффективную теплопроводность около  $800$  Вт/(м·°С), что в два раза выше, чем у чистой меди. Замена обычной металлической пластины в системе охлаждения графического процессора на паровую камеру позволила уменьшить его площадь и повысить мощность [28]. Исследования показали, что когда высота ребер радиатора между ПК и вентилятором составляет 3—8 мм, характеристики системы оптимальны, а максимальный отводимый тепловой поток равен  $90$  Вт/см<sup>2</sup>. Кроме того, при использовании медного радиатора с 53 ребрами высотой 3 мм, толщиной 0,2 мм, с расстоянием между ними 1,0 мм термическое сопротивление системы охлаждения на основе ПК минимально и составляет  $0,265$ °С/Вт. В [29] установлено, что ПК имеет лучшие показатели масса/эффективность в интегральных системах теплопередачи (IHS).

В настоящее время ведутся работы по совершенствованию капиллярных структур для паровых камер. Так, например, в [30] приведены результаты работ по изготовлению новой порошковой КС методом инжекционного литья металла. Ее пористость составляет более 53%. Теплопроводность ПК на основе такой КС в 20 раз выше теплопроводности ТТ диаметром 10 мм. Тестовые данные показали, что использование

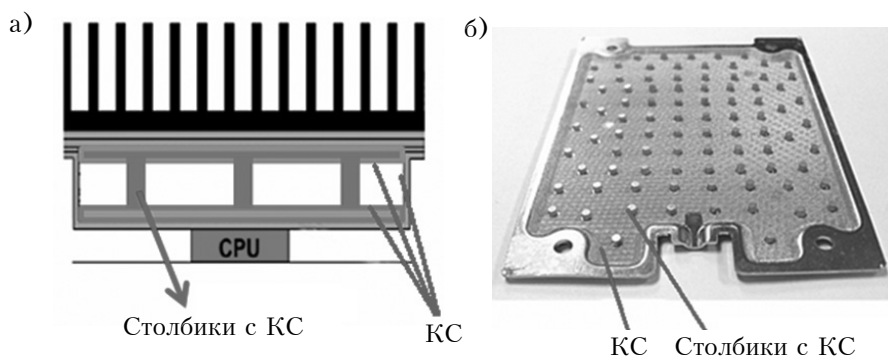


Рис. 8. Конструкция паровой камеры [25]

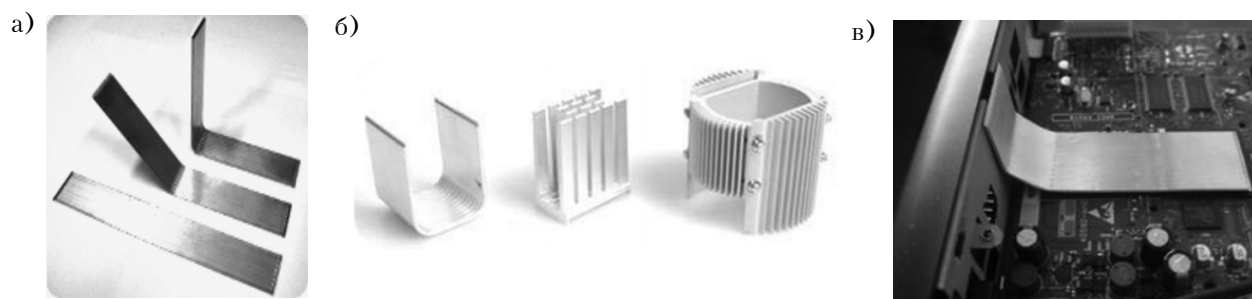


Рис. 9. Общий вид алюминиевых плоских ТТ без КС (а), системы охлаждения на их основе (б) и пример их применения в компьютерной технике (в) [35]

новой ПК повысила эффективность системы охлаждения на 33%.

#### *Плоские тепловые трубы*

Плоские ТТ только недавно начали широко внедряться в СОТР РЭА. К их достоинствам следует отнести то, что они позволяют отводить теплоту сразу от нескольких элементов и не требуют обеспечения специальной контактной поверхности, как в случае с круглыми ТТ. Основное преимущество таких ТТ — возможность придавать сложную форму системам охлаждения (рис. 9). Плоские ТТ предназначены для охлаждения центральных и графических процессоров, модулей памяти FBDIMM и UDIMM, систем освещения, оптических модулей связи, телекоммуникационного сетевого оборудования и электронных модулей с высокой мощностью.

Сегодня плоские ТТ выполняют из меди или алюминия, а проводящиеся исследования направлены в основном на поиск новых материалов для их изготовления. В [31] приведена информация о медной плоской ТТ с силиконовой КС, которая разрабатывалась для охлаждения элементов мощностью до 10 Вт (процессоров, систем питания светодиодов и самих сборок LED). Длина ТТ составляла 45 мм, ширина 16 мм, высота 1,5 мм, она обеспечивала отвод теплоты от площадки 16 16 мм. Проведенный авторами сравнительный анализ ТТ с медной канавчатой КС и с КС на основе силикона показал, что эффективность первой выше на 17%. Исследования показали целесообразность использования плоских медных ТТ с медными и с силиконовыми канавками для охлаждения систем электропитания светодиодов.

Использование неметаллических материалов в плоских ТТ сегодня наиболее дискутируемая в этой области тема. Однако такие работы ведутся и, очевидно, являются весьма перспективными. В [32] приведена информация о плоской ТТ с КС на основе кремния. Эта капиллярная структура представляет собой массив углеродных нанотрубок, которые образуют канавки. В горизонтальном положении такая ТТ способна передавать 24 Вт при плотности теплового потока 600 Вт/см<sup>2</sup>.

Поскольку высота плоских ТТ мала (1–7 мм), зачастую они не имеют КС. Сегодня в системах охлаждения элементов РЭА используют алюминиевые плоские ТТ без КС (рис. 9) [33, 34], заправленные ацетоном. Они могут работать в температурном диапазоне от –40 до +100°C при углах наклона от 0 до 90°. Также ТТ могут иметь канавчатую КС, что позволяет применять их при малых углах наклона и в горизонтальном расположении. Габаритные размеры выпускаемых плоских ТТ составляют от 200 20 1,2 мм (длина ширина высота) до 500 50 2,5 мм при максимальной передающей мощности от 5–18 до 75–270 Вт (в зависимости от угла наклона и длины).

#### *Гибкие тепловые трубы*

Первая информация о гибких ТТ появилась в 1970 году [35]. Описанная ТТ была изготовлена из металлической (нержавеющая сталь) трубки с внутренним диаметром 25,4 мм и общей длиной 311 мм. Для реализации гибкости ТТ в ее адиабатической зоне использовалась гофрированная труба. Применялась четырехслойная сетчатая КС из нержавеющей стали. В качестве теплоносителя использовалась вода.

Первые коммерческие гибкие ТТ для наземного применения появились только в 2000-х годах. Так, в 2004 году компания FURUKAWA представила гибкую ТТ «Pera-flex», изготовленную из металлической фольги и тампонной материи, которые для повышения специализации теплоносителем были покрыты специальным материалом [36]. Толщина такой ТТ 0,7 мм, длина 150 м, ширина 20 мм, термическое сопротивление 1,0 К/Вт при передаваемой мощности 4 Вт. Испытания показали, что при угле сгиба ТТ 90° и радиусе изгиба 1 см теплопередающая мощность составляет 6 Вт.

В последнее время наблюдается постоянное увеличение интереса к созданию гибких ТТ, особенно из неметаллических материалов. Автор [37] приводит результаты разработки и исследований полимерной гибкой плоской ТТ размерами 130 70 1,31 мм (рис. 10). Ее корпус представляет собой набор листов из полиэтилентерефталата, алюминия и полиэтилена. КС изго-

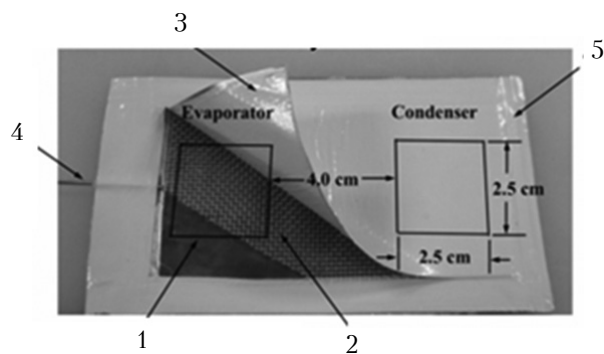


Рис. 10. Полимерная гибкая ТТ [37]:

1 — тройной слой медной сетки с покрытием  $\text{SiO}_2$ ; 2 — нейлоновая сетка; 3 — слои полиэтилентерфталата, алюминия и полиэтилена; 4 — заправка; 5 — шов тепловой сварки

товлена спеканием трехслойной сетки. В качестве рабочей жидкости использовалась вода. При тепловом потоке 25 Вт температурный перепад между зоной испарения и конденсации составлял  $1/4$  температурного перепада медной пластины таких же размеров. Если не учитывать термическое сопротивление полимерных слоев, то теплопроводность такой ТТ была в 4,6 раза выше теплопроводности медной пластины аналогичных размеров. При этом масса ТТ — 9,5 г, что составляет  $1/5$  массы медной пластины.

В [38] приведены результаты исследований полимерной ТТ с сетчатой медной КС и метанолом в качестве теплоносителя. Ее толщина — 1,8 мм, возможный угол сгиба — до  $45^\circ$ . Для уменьшения термического сопротивления в зоне испарения часть корпуса в этой зоне была сделана из медной фольги. ТТ обеспечивала передачу теплового потока до 30 Вт. Ее термическое сопротивление составляло 0,157 К/Вт при передаваемом теплом потоке 25 Вт.

#### Контурные тепловые трубы

Контурная тепловая труба (КТТ) является пассивной двухфазной системой с капиллярной прокачкой жидкости и может рассматриваться как элемент систем охлаждения РЭА. Сегодня КТТ привлекают внимание как очень эффективные теплопередающие устройства для СОТР РЭА [39, 40]. Известные КТТ изготовлены из разнообразных материалов (нержавеющая сталь, медь, керамика), в них используются различные теплоносители (аммиак, вода, метанол, этанол, фреоны). Для систем охлаждения элементов компьютеров целесообразны, прежде всего, недорогие и доступные медные КТТ, заправленные водой.

Основные преимущества КТТ заключаются в том, что система охлаждения на их основе функционирует при любой ориентации в пространстве практически без изменения своих характеристик, остается работоспособной в движущихся системах при больших ускорениях (5g и бо-

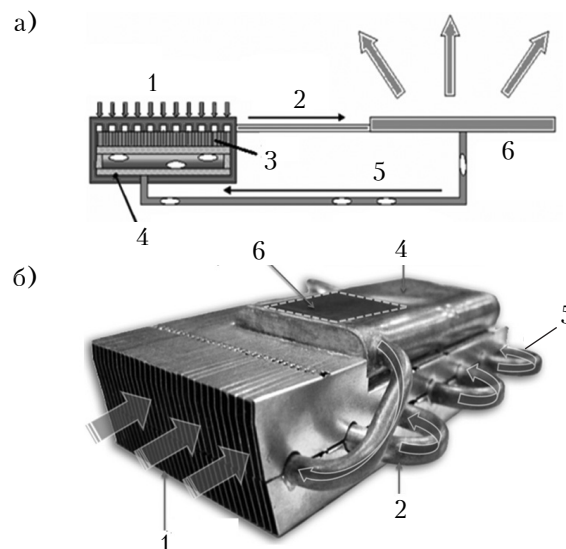


Рис. 11. Схема [18] (а) и общий вид [23] (б) СОТР на основе КТТ:

1 — зона теплоотвода; 2 — паровой канал; 3 — КС; 4 — компенсационная полость; 5 — жидкостной канал; 6 — зона подвода тепла

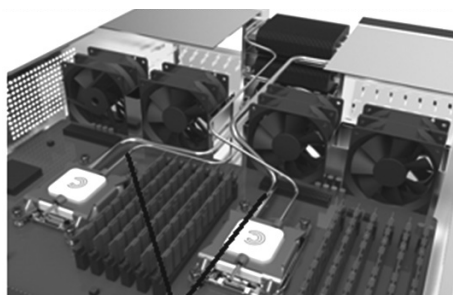
лее), а также позволяет обеспечить гибкую связь между зонами подвода и отвода тепла.

Конструктивная схема использования КТТ в СОТР РЭА приведена на рис. 11.

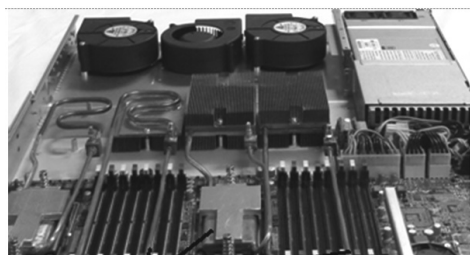
В [41] приведена информация о медных КТТ с керамической КС и водой в качестве рабочей жидкости. Эти КТТ были испытаны в сервере для охлаждения процессоров с мощностью 100 Вт. Авторы [42] приводят информацию о медной КТТ, испаритель которой имел форму диска диаметром 30 мм и высотой 10 мм. Такая КТТ с воздушным охлаждением отводила тепловой поток 70 Вт.

В [40] было показано, что КТТ особенно перспективны для применения в системах охлаждения РЭА малых размеров. Однако не только — КТТ являются перспективными и для силовой электроники, и для РЭА большой мощности. В этом направлении КТТ могут составить конкуренцию водяным системам охлаждения. Так, конструкция КТТ позволяет встраивать их в системы охлаждения серверов и суперкомпьютеров (рис. 12) [43]. В этом случае КТТ отводят тепловой поток за пределы рабочего пространства электронного блока к внешней системе теплоотвода. Возможна также и организация систем с рекуперацией тепла для обогрева зданий [44].

В [43] приведен один из вариантов практической реализации использования медной КТТ, заправленной водой, для охлаждения процессоров и графических процессоров, а также показана целесообразность и перспективность использования таких систем. Авторы приводят результаты анализа и испытаний системы охлаждения суперкомпьютеров на основе двух медных КТТ, эффективная длина которых состав-



КТТ



КТТ

Рис. 12. КТТ в системах охлаждения серверов и суперкомпьютеров [43]

ляла 400 мм. Размеры испарителя 80 42 7 мм. Испытания проводились в диапазоне температуры охлаждающей жидкости от 20 до 80°C при мощности от 20 до 600 Вт.

Широкое применение получили контурные термосифоны, фактически представляющие собой КТТ, в которых зона теплоотвода расположена выше зоны подвода тепла. Контурные термосифоны в перспективе могут стать устройствами, где можно будет применять гибкие испарители, поскольку к их испарителям не предъявляются жесткие требования. Такие конструкции могут использоваться в системах охлаждения силовой электроники. Так, например, в [45] приведена информация о применении контурного термосифона в системе охлаждения транзисторов IGBT с суммарной мощностью теплового рассеивания до 2 кВт и плотностью теплового потока 10 Вт/см<sup>2</sup>.

### Пульсационные тепловые трубы

Пульсационная тепловая труба (ПТТ) [46] сегодня рассматривается как новый тип ТТ, перспективный для использования в СОТР РЭА. При этом, однако, пока еще рано говорить об их массовом производстве. Исследования таких ТТ продолжаются, и они связаны, прежде всего, с обеспечением их стабильной работы и разработкой методик их расчета.

Основное преимущество ПТТ заключается в отсутствии капиллярной структуры, что делает более дешевой технологию их изготовления. Кроме того, поскольку конструкция ПТТ представляет собой систему из множества петель, образующих достаточно эффективную поверхность для теплоотдачи, отпадает необходимость использования дополнительных радиаторов. Немаловажным является и то, что ПТТ могут работать при любой ориентации в гравитационном поле, а также при движении с большим ускорением (например, ПТТ с габаритами 30 30 мм при ускорении 10g и плотности подводимого теплового потока 33 Вт/см<sup>2</sup> передавала 100 Вт тепла).

За последние 10–15 лет в мире было проведено достаточное количество экспериментальных и теоретических исследований, которые подтвердили работоспособность ПТТ. Анализ происходящих в них процессов приведен в [46]. Известно, что выбор конструктивных параметров (геометрия, число витков, общая длина трубки, диаметр ПТТ, длина зоны испарения и зоны конденсации) и видов материалов и теплоносителей является ключевым фактором, влияющим на функционирование ПТТ. В качестве материалов для корпуса ПТТ сегодня рассматриваются, прежде всего, нержавеющая сталь и медь. В литературе приводится информация по различным теплоносителям для ПТТ, в том числе по воде [48, 49], ацетону [50], фреонам [48, 50], жидкостям с микрочастицами (наножидкостям) [51, 52]. Наножидкости могут значительно повысить рабочие характеристики ПТТ [53]. Используя вместо дистиллированной воды такую наножидкость как, например, вода с по-

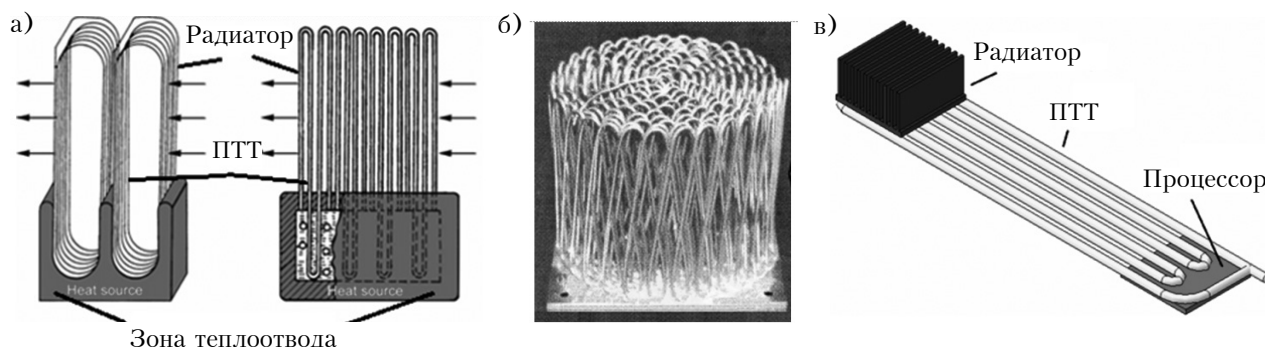


Рис. 13. Конструктивная схема радиатора на основе ПТТ (а), общий вид радиатора [48] (б) и пример схемного решения применения ПТТ в миниатюрных РЭА (в)

рошком  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , можно на 30% снизить термическое сопротивление ПТТ. Отмечено, что оптимальное заполнение ПТТ водой с порошком серебра составляет 50%, при этом термическое сопротивление ПТТ — 0,9 К/Вт, а при использовании воды с порошком оксида титана — соответственно, 40% и 0,8 К/Вт. Для сравнения: термическое сопротивление аналогичных ПТТ, заправленных дистиллированной водой, составило 1,15 К/Вт.

В качестве примера использования ПТТ в системах охлаждения РЭА можно привести радиаторы, выполненные на их основе, для IGBT-элементов [54] (рис. 13). При размерах радиатора 80 80 мм его термическое сопротивление составляет 0,089 К/Вт при передаваемом тепловом потоке 450 Вт и скорости воздуха 3 м/с. Конструктивно радиатор представляет собой ПТТ, изготовленную из трубки с внешним диаметром 1,6 мм, внутренним диаметром 1,2 мм, с числом петель 500.

Японская компания TS-Heatronics при разработке радиаторов HeatLine и Kenzan провела исследования различных комбинаций материалов корпуса и теплоносителя [48, 54], а именно: нержавеющая сталь и азот, медь и вода, метанол, R-113 и R-142b, алюминий и R-142b. Термическое сопротивление радиатора Kenzan размерами 60 60 65 мм, изготовленного из медной трубки (внешний диаметр 1,0 мм, внутренний диаметр 0,7 мм, количество петель 152), с теплоносителем R-142b составляло 0,3 К/Вт при скорости воздуха 3 м/с.

#### *Тепловые трубы с постоянным термическим сопротивлением*

ТТ с постоянным термическим сопротивлением и термосифоны широко используются сегодня в различных СОТР РЭА с мощностью от 50 Вт и выше. Существует много различных видов СОТР, выполненных на основе медных, стальных ТТ с капиллярной структурой и без нее, а также алюминиевых ТТ с канавчатой КС, работающих в режиме термосифона (рис. 14).

Для радиаторов, выпускаемых в Институте порошковой металлургии (Беларусь), использованы медные ТТ диаметром от 3 до 20 мм, длиной до 720 мм, максимальной передаваемой мощностью до 500 Вт, с порошковой КС и без КС.

Теплоносителем может быть вода, этанол либо метанол [55]. Такие радиаторы обеспечивают отвод тепловых потоков до 4000 Вт.

Компания DAU (Австрия) предлагает различные варианты систем охлаждения на основе тепловых труб [56]. В зависимости от условий эксплуатации и требуемых характеристик в системах могут использоваться ТТ из алюминия, нержавеющей стали, меди с различными теплоносителями в зависимости от температуры эксплуатации: вода для диапазона от +5 до +275°C, метанол для диапазона от -40 до +80°C. Такие радиаторы могут обеспечивать отвод тепла 1000 Вт и более.

Перспективным является использование алюминиевых ТТ с канавчатой КС для охлаждения РЭА [57], в качестве теплоносителя в которых могут использоваться аммиак и ацетон. Такие ТТ обеспечивают теплоотвод при плотности теплового потока до 20 Вт/см<sup>2</sup>.

Следует обратить внимание на системы специального назначения, в которых предъявляются высокие требования к ТТ. Так, например, работающие в режиме термосифона алюминиевые ТТ диаметром 12,5 мм, заправленные аммиаком, имеют температурный перепад не более 2°C при передаваемой тепловой мощности 150 Вт в температурном диапазоне от -40 до +100°C. Алюминиевые ТТ можно широко использовать в системах обеспечения тепловых режимов электронных приборов, расположенных в герметичном корпусе. Известно, что такие приборы работают в жестких атмосферных условиях, в пожаро- и взрывоопасных местах, и основной проблемой здесь является невозможность организовать интенсивное охлаждение электронных компонентов, находящихся внутри приборов. В этом случае организуется отвод тепла от теплонагруженных элементов к корпусу прибора, который и является радиатором. Алюминиевые ТТ применяются и в конструкции системы охлаждения шкафов с РЭА, предназначенных для использования на морском и речном транспорте [58]. U-образные алюминиевые ТТ, имитаторы секции приборного шкафа и многосекционной стойки электронных блоков на их основе были изготовлены в НТУУ «КПИ». СОТР обеспечивала функционирование РЭА при тепловых нагрузках 500 — 3600 Вт для имитатора секции приборного



Рис. 14. Радиаторы на основе обычных ТТ:  
а — на основе медных и стальных ТТ [55]; б — на основе медных ТТ [56];  
в — на основе алюминиевых ТТ с канавчатой КС [57]

шкафа и 710—4330 Вт для имитатора многосекционной стойки при температуре воды на входе 6—23°C и изменении угла наклона от 0 до 15°.

### Заключение

Как видно из приведенного в статье анализа различных вариантов применения тепловых труб, использование тепловых труб в системах охлаждения РЭА является не только перспективным, но и необходимым. Каждый из существующих типов ТТ имеет свои преимущества и недостатки, которые и определяют возможность их применения в той или иной конструкции РЭА. Однако при проектировании СОТР на основе ТТ надо принимать во внимание то, что ТТ вносят дополнительное термическое сопротивление, в связи с чем необходимо найти такое схемное решение, которое его скомпенсирует за счет повышения развитой поверхности и эффективности системы теплоотвода. Кроме того, желательно принимать во внимание такую компоновку, при которой ТТ будет работать в режиме термосифона, обеспечив при этом высокую теплопередающую способность и низкие значения термического сопротивления. В некоторых случаях необходимо учесть способность и эффективность ТТ работать против силы тяжести.

Таким образом, из всего сказанного можно заключить, что эффективность применения тепловых труб в СОТР может быть достигнута лишь при комплексном подходе к конструированию как самого электронного изделия, так и системы обеспечения теплового режима РЭА.

### ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Singh R, Mochizuki M, Mashiko K, Nguyen T. Heat pipe based cold energy storage systems for datacenter energy conservation // *Energy*. — 2011. — Vol. 36, iss. 5. — P. 2802 — 2811. DOI: 10.1016/j.energy.2011.02.021
2. Reay D.A., Kew P.A. Heat pipes (fifth edition): theory, design and applications. — Butterworth-Heinemann, 2006.
3. Гниличенко В.И., Смирнов Г.Ф., Ткаченко В.Б. Тепловые трубы в системах обеспечения тепловых режимов электронных средств // *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*. — 1999. — № 4. — С. 15 — 19.
4. Николаенко Ю.Є. Засоби забезпечення теплових режимів на основі теплових труб для пристроїв обчислювальної техніки та керування // Автореф. дис. ... д. т. н. — Київ: ІТТФ НАНУ, 2009.
5. Qualification of two-phase heat transport systems "ECSS-E-ST-31-02C PR". ECSS Secretariat ESA-ESTEC Requirements & Standards Division. — The Netherlands, Noordwijk 2010.
6. <http://www.quick-cool-shop.de>
7. <http://www.furukawa.co.jp/>
8. Booklet "A reliable advanced cooling technology meets high density mounting for electronic application". — Japan, Furukawa, 2014.
9. <http://www.coolermaster.com/>
10. <http://www.zalman.com/>
11. [http://www.techpowerup.com/reviews/Impactics/C3LH\\_B\\_KISS\\_Coolset](http://www.techpowerup.com/reviews/Impactics/C3LH_B_KISS_Coolset)
12. Патент №2474888 РФ. Охлаждающее устройство для электронных компонентов / Бухтияров Ю.В., Штурма И.Ю., Кравец В.Ю., Паламарчук А.Я. — 2013. — Бюл. № 4.
13. Badran B., Gerner F., Ramada P. et al. Experimental results for low-temperature silicon micromachined micro heat pipe arrays using water and methanol as working fluids // *Experimental Heat Transfer*. — 1997. — N 10. — P. 253—272.
14. Lallemand M., Lefevre F. Micro/Mini heat pipes for the cooling of electronic devices // *Preprints of the 13th Int. Heat Pipe Conference*. — China, Shanghai. — 2004. — P. 12—23.
15. Wang J. C. Superposition method to investigate the thermal performance of heat sink with embedded heat pipes // *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*. — 2009. — Vol. 36, N 7. — P. 686—692.
16. Wang J. C., Wang R. T., Chang C. C., Huang C. L. Program for rapid computation of the thermal performance of a heat sink with embedded heat pipes // *Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers*. — 2010. — Vol. 31, N 1. — P. 21—28.
17. Lefevre F., Lallemand M. Coupled thermal and hydrodynamic models of flat micro heat pipes for the cooling of multiple electronic components // *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. — 2006. — Vol. 49. — P. 1375—1383.
18. Ektumakij P., Kumthontikun V., Kuriyama H. et al. New Composite wick heat pipe for cooling personal computers // *Preprints of the 13th Int. Heat Pipe Conference*. — China, Shanghai. — 2004. — P. 263—268.
19. Vasiliev L.L., Antukh A.A., Maziuk V.V. et al. Miniature heat pipes experimental analysis and software development // *Proc. of the 12th Int. Heat Pipe Conf.* — Russia, Moscow. — 2002. — P. 329—335.
20. Vasiliev L.L. Micro and miniature heat pipes — electronic components cooler // *Proc. VI Minsk Int. Sem. "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators"*. — Belarus, Minsk. — 2005. — P. 74—76.
21. Kravets V.Yu., Nikolaenko Yu.E., Nekrashevich Ya.V. Experimental studies of heat-transfer characteristics of miniaturized heat pipes // *Heat Transfer Research*. — 2007. — Vol. 38, N 6. — P. 553—563.
22. <http://blog.hilltech.com/>
23. Wang R.-T., Wang J.-Ch., Chang T.-L. Experimental analysis for thermal performance of a vapor chamber applied to high-performance servers // *Journal of Marine Science and Technology*. — 2011. — Vol. 19, N 4. — P. 353—360.
24. Wei X., Sikka K. Modeling of vapor chamber as heat spreading devices // *Proc. 10th Int. Conf. on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronics Systems*. — San Diego, CA. — 2006. — P. 578—585. — DOI: 10.1109/ITHERM.2006.1645397
25. <http://odm.coolermaster.com/>
26. Wei J. Challenges in cooling design of CPU packages for high-performance servers // *Heat Transfer Engineering*. — 2006. — Vol. 29, N 2. — P. 178—187.
27. Lin J. C., Wu J. C., Yen C. T., Yang C. Y. Fabrication and performance analysis of metallic micro heat spreader for CPU // *Proc. 13th International Heat Pipe Conference*. — Shanghai, China. — 2004. — P. 21-25.
28. Wang J. C. Development of vapour chamber-based VGA thermal module // *Int. Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*. — 2010. — Vol. 20, N 4. — P. 416—428. — DOI: 10.1108/09615531011035811
29. Koito Y., Imura H., Mochizuki M. et al. Fundamental experiments and numerical analyses on heat transfer characteristics of a vapor chamber (Effect of heat source size) // *JSME Int. Journal, Ser. B*. — 2006. — Vol. 49, N 4. — P. 1233—1240. — DOI: 10.1299/jsmeb.49.1233
30. Yu C.S., Wei W.C., Kang S.W. Investigation of micro porosity sintered wick in vapor chamber for fan less design // *13th International Workshop on Thermal Investigations of ICs and Systems*. — 2007. — Budapest, Hungary. — P. 1—4.
31. Wang X.-D., Zou L.-L., Liu J.-G. et al. Experimental investigation of copper-grooved micro heat pipes (MHPs) // *Journal of Solid State Lighting*. — 2014. — Vol. 1, N 14. — P. 1—8. DOI: 10.1186/s40539-014-0014-5
32. Cai Q., Chen C.L. Design and test of carbon nanotube biwick structure for high-heat flux phase change heat transfer // *J. Heat Transfer*. — 2010. — Vol. 132, iss. 5. — P. 052403-8. DOI:10.1115/1.4000469.
33. <http://www.thermotekusa.com/>

34. [http://www.amethermasol.co.uk/AmetThermasolPDF/MHP\\_Series.pdf](http://www.amethermasol.co.uk/AmetThermasolPDF/MHP_Series.pdf)
35. Bliss F.E., Clark E.G., Stein B. Construction and test of a flexible heat pipe // ASME Conference paper, 70-HT/SpT-13. — Los Angeles, California, 1970.
36. Ultra-thin sheet-shaped heat pipe 'Pera-fle' // Furukawa Rev. — 2004. — N 25. — P. 64–66. — [www.furukawa.co.jp/review/](http://www.furukawa.co.jp/review/)
37. Oshman C., Shi B., Li C. et al. The development of polymer-based flat heat pipes // J. Microelectromechanical Systems. — 2011. — N 20, iss. 2. — P. 410–417. — DOI: 10.1109/JMEMS.2011.2107885
38. Wu G.W., Shih W.P., Chen S.L. Lamination and characterization of a PET flexible micro heat pipe // Proc. 10<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Symp. — 201. — Taipei, Taiwan. — P. 1–6.
39. Huang B.J., Wang C.H., Lin T.T. et al. Development of a low-cost LHP for commercial application // Proc. 13<sup>th</sup> international heat pipe conf. — 2004. — Shanghai, China. — P. 211–215.
40. Maydanik Y., Vershinin S., Korukov M., Ochterbeck J. Miniature loop heat pipes — a promising means for cooling electronics // IEEE Transactions on Components and Packaging Technology. — 2005. — Vol. 28, N 2. — P. 290–296. — DOI: 10.1109/TCAPT.2005.848487
41. Zimbeck W., Slavik G., Cennato J., Kang S., Yun J., Krolczek E. Loop heat pipe technology for cooling computer servers // Proc. 11<sup>th</sup> IEEE Conf. on Thermal Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems. — Orlando, FL. — 2008. — pp. 19–25.
42. Singh R., Akbarzadeh A., Dixon C. et al. Miniature loop heat pipe with flat evaporator for cooling computer CPU // IEEE Trans. Comp. Pack. Technol. — 2007. — Vol. 30, iss. 1. — P. 42–49. DOI: 10.1109/TCAPT.2007.892066
43. <http://www.calyos-tm.com/>
44. Chernysheva M.A., Yushakova S.I., Maydanik Yu.F. Copper water loop heat pipes for energy-efficient cooling systems of supercomputers // Energy. — 2014. — Vol. 69. — P. 534–542. — DOI: 10.1016/j.energy.2014.03.048
45. Kang S. S. Advanced cooling for power electronics // Proc. Int. Conf. on Integrated Power Electronics Systems (CIPS 2012). — 2012. — Nuremberg, Germany. — P. 1–8.
46. Khandekar S., Charoensawan P., Groll M., Terdtoon P. Closed loop pulsating heat pipes. Part B: Visualization and semi-empirical modeling // Applied Thermal Engineering. — 2003. — Vol. 23, iss. 16. — P. 2021–2033. — DOI:10.1016/S1359-4311(03)00168-6
47. Zhang Y., Faghri A. Advances and unsolved issues in pulsating heat pipes // Journal of Heat Transfer Engineering. — 2008. — Vol. 29, iss. 1. — P. 20–44. — DOI:10.1080/01457630701677114
48. Khandekar S. Thermo-hydrodynamics of closed loop pulsating heat pipes / Ph.D. Thesis. — Germany: University of Stuttgart, 2004.
49. Wilson C., Borgmeyer B., Winholtz R.A. et al. Thermal and visual observation of water and acetone oscillating heat pipes // Journal of Heat Transfer. — 2011. — Vol. 133, iss. 6. — P. 061502-5. — DOI:10.1115/1.4003546
50. Naphon P., Thongkum D., Assadamngkol P. Heat pipe efficiency enhancement with refrigerant-nanoparticles mixtures // Journal of Energy Conversion and Management. — 2009. — Vol. 50, iss. 3. — P. 772–776. — DOI: 10.1016/j.enconman.2008.09.045
51. Wang S., Lin Z., Zhang W., Chen J. Experimental study on pulsating heat pipe with functional thermal fluids // Int. Journal of Heat and Mass Transfer. — 2009. — Vol. 52, iss. 21-22. — P. 5276–5279. DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.04.033
52. Wang S., Lin Z., Zhang W. et al. Heat transport characteristics of an oscillating heat pipe with Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid // 2<sup>nd</sup> Micro/Nanoscale Heat&Mass Transfer International Conference (ASME 2009). — 2009. — Shanghai, China. — P. 18530.
53. Mohammadi N., Mohammadi M., Shafii M. B. A review of nanofluidic pulsating heat pipes: suitable choices for thermal management of electronics // Frontiers in Heat Pipes (FHP). — 2012. — Vol. 3, N 3 (3-033001). — 17 p. — DOI: 10.5098/fhp.v3.3.3001
54. Akachi H., Polasek F. Thermal control of IGBT modules in traction drives by pulsating heat pipes // Preprint 10<sup>th</sup> Int. Heat Pipes Conf. Vol. 3. — 1998. — Stuttgart, Germany. — P. 8–12.
55. <http://pminstitute.by/produce/poristye-materialy/50.html>
56. <http://www.dau-at.com/en/products/heatpipes-fuer-high-thermal-performance/>
57. Хайрмасов С.М., Рассамкин Б.М., Рассамкин А.Б. Применение алюминиевых тепловых труб в системах охлаждения радиоэлектронной аппаратуры // Труды XV МНПК «Современные информационные и электронные технологии» («СИЭТ-2014»). — Одесса, Украина. — 2014. — С. 8–11.
58. Рассамкин Б.М., Николаенко Ю.Е., Хайрмасов С.М. Исследование влияния углов наклона на тепловые характеристики водяной системы охлаждения приборного шкафа на основе тепловых труб // Труды МНПК «Современные информационные и электронные технологии» («СИЭТ-2009»). — Одесса, Украина. — 2009. — С. 73.

*Дата поступления рукописи  
в редакцию 27.04 2015 г.*

С. М. ХАЙРМАСОВ

Україна, НТУУ «Київський політехнічний інститут»  
E-mail: Sergey.Khairnasov@gmail.com

## ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИХ ТРУБ В СИСТЕМАХ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕПЛОВИХ РЕЖИМІВ РЕА: СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ

*Істотний внесок у вирішення завдання забезпечення теплових режимів функціонування радіоелектронної апаратури належить впровадженню ефективних теплопередавальних і теплообмінних систем на основі теплових труб. Сьогодні можна виділити наступні напрями використання теплових труб: електронна апаратура, комп'ютерна техніка різного призначення, силова електроніка. У статті наводиться аналіз сучасного стану та перспектив використання теплових труб в системах забезпечення теплових режимів радіоелектронної апаратури наземного застосування.*

*Ключові слова: тепла труба, термосифон, РЕА, комп'ютерна техніка, система охолодження.*

THE USE OF HEAT PIPES IN THERMAL CONTROL SYSTEM  
FOR ELECTRONICS: CURRENT SITUATION AND PROSPECTS

Today, the widespread application of cooling systems based on heat pipes makes significant contribution to the solution of the thermal control of electronic equipment. The use of heat pipes as heat transfer devices and heat exchanging equipment allows creating an efficient new-generation heat sinks. Nowadays, heat pipes are widely used in the following areas: electronic equipment, special application computer equipment (from small computers to large data centres), high power electronics. The article provides an analysis of the current state and prospects of heat pipes application in thermal control systems for ground-based electronic equipment.

**Keywords:** heat pipe, thermosyphon, electronics, computer equipment, cooling system.

## REFERENCES

1. Singh R, Mochizuki M, Mashiko K, Nguyen T. Heat pipe based cold energy storage systems for datacenter energy conservation. *Energy*, 2011, vol 36, iss. 5, pp. 2802-2811. DOI: 10.1016/j.energy.2011.02.021
2. Reay D.A., Kew P.A. *Heat pipes (fifth edition): theory, design and applications*. Butterworth-Heinemann, 2006, 374 p.
3. Gnilychenko V.I., Smirnov G.F., Tkachenko V.B. *Tekhnologiya i konstruirovaniye v elektronnoi apparature*, 1999, no 4, pp. 15-19. (Rus)
4. Nikolaenko Yu.Ye. *Zasobi zabezpechennya teplovikh rezhimiv na osnovi teplovikh trub dlya pristroyiv obchisluyval'noyi tekhniki ta keruvannya*. Autoref. Diss. dokt. tekhn. nauk [Means of thermal modes based on heat pipes for computing devices and control. Thes. of the Dr. tech. sci. diss.]. Kyiv, Institute of Engineering Thermophysics of NAS of Ukraine, 2009, 36 p. (Ukr)
5. *Qualification of two-phase heat transport systems "ECSS-E-ST-31-02C PR"*. ECSS Secretariat ESA-ESTEC Requirements & Standards Division. The Netherlands, Noordwijk, 2010, p. 80.
6. <http://www.quick-cool-shop.de>
7. <http://www.furukawa.co.jp/>
8. Booklet "A reliable advanced cooling technology meets high density mounting for electronic application", Furukawa, Japan, 2014, p. 6.
9. <http://www.coolermaster.com/>
10. <http://www.zalman.com/>
11. [http://www.techpowerup.com/reviews/Impactics/C3LH\\_B\\_KISS\\_Coolset](http://www.techpowerup.com/reviews/Impactics/C3LH_B_KISS_Coolset)
12. Bukhtiyarov Yu.V. et al. Okhlazhdayushchee ustroystvo dlya elektronnykh komponentov [The cooling device for electronic components]. *Patent RF no 2474888*, 2013.
13. Badran B., Gerner F., Ramada P., Henderson T., Baker K. Experimental results for low – temperature silicon micromachined micro heat pipe arrays using water and methanol as working fluids. *Experimental Heat Transfer*, 1997, no 10, pp. 253-272.
14. Lallemant M., Lefevre F. Micro/Mini heat pipes for the cooling of electronic devices. *Preprints of the 13<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conference*, Shanghai, China, 2004, pp. 12-23.
15. Wang, J. C. Superposition method to investigate the thermal performance of heat sink with embedded heat pipes. *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, 2009, vol. 36, no. 7, pp. 686-692.
16. Wang J. C., Wang R. T., Chang C. C., Huang C. L. Program for rapid computation of the thermal performance of a heat sink with embedded heat pipes. *Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers*, vol. 31, no. 1, 2010, pp. 21-28.
17. Lefevre F., Lallemant M. Coupled thermal and hydrodynamic models of flat micro heat pipes for the cooling of multiple electronic components. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, vol. 49, pp. 1375-1383.
18. Ektumakij P., Kumthongkittikun V., Kuriyama H., Mashiko K., Mochizuki M., Saito Yu., Nguyen Th. New Composite wick heat pipe for cooling personal computers. *Preprints of the 13<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conference*, Shanghai, China, 2004, pp. 263-268.
19. Vasiliev L.L., Antukh A.A., Maziuk V.V., Kulakov A.G., Rabetsky M.I., Vasiliev Jr L.L., Oh Se Min. Miniature heat pipes experimental analysis and software development. *Proc. 12<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conference*, Moscow, 2002, pp. 329-335.
20. Vasiliev L.L. Micro and miniature heat pipes – electronic components cooler. *Proc. VI Minsk Int. Sem. "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators"*, Minsk, Belarus, 2005, pp. 74-76.
21. Kravets V.Yu., Nikolaenko Yu.E., Nekrashevich Ya.V. Experimental studies of heat-transfer characteristics of miniaturized heat pipes. *Heat transfer research*, 2007, vol. 38, no. 6, pp. 553-563.
22. <http://blog.hilltech.com/>
23. Wang R.-T., Wang J.-Ch., Chang T.-L. Experimental analysis for thermal performance of a vapor chamber applied to high-performance servers. *Journal of Marine Science and Technology*, 2011, vol. 19, no. 4, pp. 353-360.
24. Wei X., Sikka, K. Modeling of vapor chamber as heat spreading devices. *Proc. 10<sup>th</sup> Int. Conf. on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronics Systems*, San Diego, CA, 2006, pp. 578-585. DOI: 10.1109/ITHERM.2006.1645397
25. <http://odm.coolermaster.com/>
26. Wei J. Challenges in cooling design of CPU packages for high-performance servers. *Heat Transfer Engineering*, 2006, vol. 29, no. 2, pp. 178-187.
27. Lin J. C., Wu J. C., Yen C. T., Yang C. Y. Fabrication and performance analysis of metallic micro heat spreader

for CPU. *Proc. 13<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference, Shanghai*, China, 2004, pp. 21-25.

28. Wang J. C. Development of vapour chamber-based VGA thermal module. *Int. Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 2010, vol. 20, no. 4, pp. 416-428. DOI: 10.1108/09615531011035811

29. Koito Y., Imura H., Mochizuki M., Saito Y., Torii S. Fundamental experiments and numerical analyses on heat transfer characteristics of a vapor chamber (Effect of heat source size). *JSME International Journal, Series B*, 2006, vol. 49, no. 4, pp. 1233-1240. DOI: 10.1299/jsmeb.49.1233

30. Yu C.S., Wei W.C., Kang S.W. Investigation of micro porosity sintered wick in vapor chamber for fan less design, *13<sup>th</sup> International Workshop on thermal investigations of ICs and systems*, 2007, Budapest, Hungary, 2007, pp. 1 – 4.

31. Wang X.-D., Zou L.-L., Liu J.-G., Luo Y., Liu G., Yu B.-K. Experimental investigation of copper-grooved micro heat pipes (MHPs). *Journal of Solid State Lighting*, 2014, vol. 1, no. 14, pp. 1-8. DOI: 10.1186/s40539-014-0014-5

32. Cai Q., Chen C.L. Design and test of carbon nanotube biwick structure for high-heat flux phase change heat transfer. *J. Heat Transfer*, 2010 Vol. 132, iss. 5, pp. 052403-8. DOI:10.1115/1.4000469.

33. <http://www.thermotekusa.com/>

34. [http://www.amethermasol.co.uk/AmecThermasolPDF/MHP\\_Series.pdf](http://www.amethermasol.co.uk/AmecThermasolPDF/MHP_Series.pdf)

35. Bliss F.E., Clark E.G., Stein B. Construction and test of a flexible heat pipe. *ASME Conference paper*, 70-HT/SpT-13, Los Angeles, California, 1970.

36. *Ultra-thin sheet-shaped heat pipe 'Pera-fle'*. Furukawa Rev, 2004, no. 25, pp. 64-66. [www.furukawa.co.jp/review/](http://www.furukawa.co.jp/review/)

37. Oshman C., Shi B., Li C., Yang R.G., Lee Y.C., Peterson G.P., Bright V.M. The development of polymer-based flat heat pipes. *J. Microelectromechanical Systems*, 2011, vol. 20, iss. 2, pp. 410-417. DOI: 10.1109/JMEMS.2011.2107885

38. Wu G.W., Shih W.P., Chen S.L. Lamination and characterization of a PET flexible micro heat pipe. *Proc. 10<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Symp.*, 2011, Taipei, Taiwan, pp. 1-6.

39. Huang B.J., Wang C.H., Lin T.T., Huang H.H., Yeh Y.Y. Development of a low-cost LHP for commercial application. *Proc. 13<sup>th</sup> international heat pipe conf.*, 2004, Shanghai, China, pp. 211-215.

40. Maydanik Y., Vershinin S., Korukov M., Ochterbeck J. Miniature loop heat pipes – a promising means for cooling electronics. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technology*, vol. 28, no. 2, 2005, pp. 290-296. DOI: 10.1109/TCAPT.2005.848487

41. Zimbeck W., Slavik G., Cennato J., Kang S., Yun J., Krolczek E. Loop heat pipe technology for cooling computer servers. *Proc. 11<sup>th</sup> IEEE Conf. on Thermal Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems*, Orlando, FL; 2008. pp. 19-25.

42. Singh R., Akbarzadeh A., Dixon C., Mochizuki M., Riehl R.R. Miniature loop heat pipe with flat evaporator for cooling computer CPU. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 2007, vol. 30, iss. 1, pp. 42-49. DOI: 10.1109/TCAPT.2007.892066

43. <http://www.calyos-tm.com/>

44. Chernysheva M.A., Yushakova S.I., Maydanik Yu.F. Copper water loop heat pipes for energy-efficient cooling

systems of supercomputers. *Energy*, 2014, vol. 69, pp. 534-542. DOI: 10.1016/j.energy.2014.03.048

45. Kang S. S. Advanced cooling for power electronics. *Proc. Int. Conf. on Integrated Power Electronics Systems, CIPS 2012*, Nuremberg, Germany, pp. 1-8.

46. Khandekar S., Charoensawan P., Groll M., Terdtoon P. Closed loop pulsating heat pipes. Part B: Visualization and semi-empirical modeling. *Applied Thermal Engineering*, 2003, vol. 23, iss. 16, pp. 2021-2033. DOI:10.1016/S1359-4311(03)00168-6

47. Zhang Y., Faghri A. Advances and unsolved issues in pulsating heat pipes. *Journal of Heat Transfer Engineering*, 2008, vol. 29, iss. 1, pp. 20-44. DOI:10.1080/01457630701677114

48. Khandekar S. *Thermo-hydrodynamics of closed loop pulsating heat pipes. Ph.D. Thesis*. University of Stuttgart, Germany, 2004.

49. Wilson C., Borgmeyer B., Winholtz R.A., Ma H.B., Jacobson D.L., Hussey D.S. Thermal and visual observation of water and acetone oscillating heat pipes. *Journal of Heat Transfer*, 2011, vol. 133, iss. 6, pp. 061502-5. DOI:10.1115/1.4003546

50. Naphon P., Thongkum D., Assadamongkol P. Heat pipe efficiency enhancement with refrigerant-nanoparticles mixtures. *Journal of Energy Conversion and Management*, 2009, vol. 50, iss. 3, pp. 772-776. DOI: 10.1016/j.enconman.2008.09.045

51. Wang S., Lin Z., Zhang W., Chen J. Experimental study on pulsating heat pipe with functional thermal fluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, vol. 52, iss. 21-22, pp. 5276 - 5279. DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.04.033

52. Wang S., Lin Z., Zhang W., Chen J., Tang Y. Heat transport characteristics of an oscillating heat pipe with Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid. *2<sup>nd</sup> Micro/Nanoscale Heat & Mass Transfer International Conference ASME 2009*, Shanghai, China, p. 18530.

53. Mohammadi N., Mohammadi M., Shafii M. B. A review of nanofluidic pulsating heat pipes: suitable choices for thermal management of electronics. *Frontiers in Heat Pipes (FHP)*, 2012, vol. 3, no. 3 (3- 033001), 17 p. DOI: 10.5098/fhp.v3.3.3001

54. Akachi H., Polasek F. Thermal control of IGBT modules in traction drives by pulsating heat pipes. *Preprint 10<sup>th</sup> Int. Heat Pipes Conf.*, vol. 3, 1998, Stuttgart, Germany, pp. 8-12.

55. <http://pminstitute.by/produce/poristye-materialy/50.html>

56. <http://www.dau-at.com/en/products/heatpipes-fuer-high-thermal-performance/>

57. Khairnasov S. M., Rassamakin B. M., Rassamakin A. B. Aluminium heat pipes application to electronic cooling systems. *Proc. ISPC "Modern Information and Electronic Technologies" ("MIET-2014")*, Odessa, Ukraine, 2014, pp. 8-11. (Rus)

58. Rassamakin B.M., Nikolaenko Yu.E., Khairnasov S.M. *Proc. ISPC "Modern Information and Electronic Technologies" ("MIET-2009")*, Odessa, Ukraine, 2009, p. 73. (Rus)