

К. т. н. А. И. РУДЕНКО, к. т. н. В. Ю. КРАВЕЦ,
к. т. н. В. К. ЗАРИПОВ

Украина, НТУУ «Киевский политехнический институт»
E-mail: kravetz_kpi@ukr.net

Дата поступления в редакцию
23.07 2010 г.

Оппонент д. т. н. Ю. Е. НИКОЛАЕНКО
(МПП Украины, г. Киев)

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИАТОРА ДЛЯ ЭФФЕКТИВНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ ТЕХНИКИ

Приведены результаты исследования теплопередающих характеристик радиатора на основе тепловой трубы для охлаждения элементов персональных компьютеров.

Развитие современной радиоэлектронной аппаратуры, в том числе вычислительной техники и информационно-измерительных систем, неразрывно связано с постоянным стремлением разработчиков максимально снизить их габариты и массу при одновременном увеличении удельной тепловой мощности, выделяемой элементной базой. Поэтому разработка и создание новых компактных высокоэффективных систем охлаждения, позволяющих обеспечивать оптимальные тепловые режимы приборов, узлов, блоков и других теплонапряженных элементов, представляет собой актуальную задачу.

Опыт длительной эксплуатации устройств показывает, что допустимая рабочая температура большинства тепловыделяющих элементов, в частности полупроводниковых приборов, в которых реализуется $p-n$ -переход, при тепловых потоках 60 Вт и выше не должна превышать 80°C. По этой причине большинство известных способов охлаждения [1], при которых отвод теплоты от «горячего элемента» к охлаждающей среде осуществляется только за счет теплопроводности (компаунды) или конвективного теплообмена (радиаторы воздушного охлаждения), становятся неэффективными. Способ жидкостного охлаждения, позволяющий существенно интенсифицировать теплообмен по сравнению с указанными методами применяется, в основном, при охлаждении крупных элементов (электроды мощных ламп, трансформаторы и др.) и требует усложнения конструкции аппаратуры, а также наличия вспомогательных устройств (насос, емкость для жидкости, теплообменник и пр.).

Как следует из анализа работ [1, 2], наиболее перспективными путями улучшения теплопередающих характеристик при плотностях теплового потока $q \geq 1 \cdot 10^4$ Вт/м² являются жидкостное, а также естественное или принудительное испарительное охлаждение, при которых отвод теплоты происходит непосредственно с поверхности теплонапряженных объектов. Однако на практике эти методы применяются редко ввиду существенного усложнения конструкции

системы охлаждения и снижения надежности ее работы. В таких случаях, по нашему мнению, теплоту более целесообразно отводить через стенку минимальной толщины с высоким коэффициентом теплопроводности, что позволит упростить технологию изготовления и эксплуатацию охлаждающих устройств.

В последнее время в системах охлаждения современной техники все чаще используются тепловые трубы (ТТ), позволяющие эффективно отводить теплоту за счет фазового перехода теплоносителя (испарение – конденсация) [3, 4]. Являясь автономными устройствами, работающими по замкнутому испарительно-конденсационному циклу, ТТ позволяют осуществлять передачу и трансформацию больших тепловых потоков с минимальным термическим сопротивлением без дополнительных энергетических затрат на транспорт теплоносителя при одновременном снижении массогабаритных характеристик системы охлаждения [5, 6].

Целью настоящей работы является исследование радиатора на основе ТТ для системы охлаждения центрального процессора (например, AMD Athlon) мощных персональных компьютеров.

Конструкция радиатора и методика исследований

Одним из вопросов, возникающим при создании систем охлаждения на основе ТТ, является выбор конструкционного материала и теплоносителя исходя из следующих требований: а) конструкционный материал корпуса и капиллярной структуры, находясь в контакте с теплоносителем в условиях воздействия повышенной температуры, не должен подвергаться коррозионному разрушению при длительном функционировании системы охлаждения; б) теплоноситель и конструкционный материал должны обладать теплофизическими свойствами, обеспечивающими наиболее эффективную передачу теплоты от «горячего» элемента и ее отвод в окружающую среду.

С учетом этих требований конструкционным материалом для радиаторов была выбрана медь марки М1, а в качестве теплоносителей применялись дистиллированная вода (радиатор 1), ацетон (радиатор 2) и этиловый спирт (радиатор 3). На рис. 1 показан общий вид разработанной [7] и исследованной конструкции радиаторов.

Капиллярно-пористая структура толщиной 0,8 мм и пористостью 90% располагалась на внутренней по-

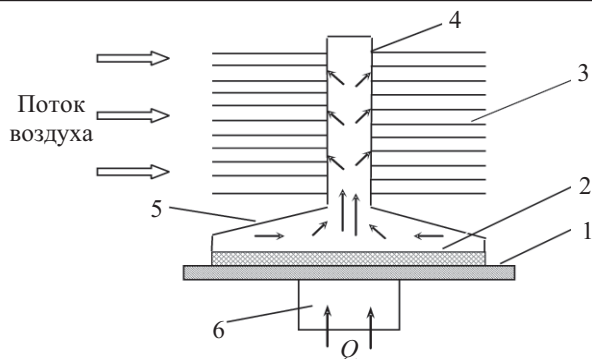


Рис. 1. Конструкция радиатора на основе на основе ТТ: 1 — основание; 2 — капиллярно-пористая структура; 3 — оребрение; 4 — зона конденсации; 5 — переходный участок; 6 — тепло-выделяющий элемент

верхности оснований радиаторов и была изготовлена из дискретных медных волокон путем их спекания.

Основные геометрические размеры радиаторов:

— основание	49×49×3 мм;
— диаметр оребрения	45 мм;
— толщина ребра	0,5 мм;
— шаг оребрения зоны конденсации (количество ребер)	3,35 мм (11 шт.);
— наружный диаметр зоны к конденсации ТТ	12 мм;
— максимальный наружный диаметр переходного участка и толщина его стенки	45 мм, $\delta=0,5$ мм;
— общая высота	53 мм.

Исследования теплотехнических характеристик радиаторов проводились на стенде, основным элементом которого являлась аэродинамическая труба разомкнутого типа. Рабочий участок, в котором устанавливался исследуемый радиатор, имел прямоугольное сечение (50×59 мм) и присоединялся к всасывающему патрубку вентилятора с регулируемым числом оборотов. Скорость воздушного потока измерялась пневмометрической трубкой Прандтля с подключенным к ней микроманометром. Источник тепловыделения имитировался с помощью медного цилиндра диаметром 12 мм с намотанным на него нагревателем из нихрома. Мощность теплового потока измерялась ваттметром и регулировалась автотрансформатором.

Для улучшения контакта основания радиатора с источником тепловыделения применялась теплопроводная паста КПТ-8. Для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду от всех элементов экспериментальной установки применялась вата из базальтовых волокон БСТВ -1.

Температурное поле всех элементов радиаторов по их высоте измеряли медь-константановыми термопарами, установленными на их поверхностях. Исследования проводились при стационарном режиме, который фиксировался по установившимся показаниям всех термопар. Диапазон изменения скорости воздушного потока $w_{\text{возд}}$ при проведении опытов составлял 2,73...6,17 м/с.

В экспериментах также определяли температуру в зоне контакта теплонапряженного элемента с основанием радиатора, а также средние значения температу-

ры зон нагрева и конденсации. Плотность теплового потока в зоне нагрева радиаторов определялась как

$$q_n = Q/F_n,$$

где Q — мощность подведенного теплового потока;

F_n — площадь зоны нагрева с капиллярно-пористой структурой при диаметре зоны нагрева 44 мм.

По полученным результатам рассчитывались соответствующие теплотехнические характеристики.

Результаты исследования

Анализ полученных данных показал, что при увеличении тепловой нагрузки в пределах исследованного диапазона наблюдается постепенное увеличение температуры оснований всех трех радиаторов. Однако, как видно из рис. 2, при $q_n \leq 1 \cdot 10^4$ Вт/м² применение этилового спирта и ацетона предпочтительнее, чем дистиллированной воды. Это можно объяснить тем, что необходимый для начала кипения жидкости перепад между температурой зоны нагрева ТТ (основание радиатора с нанесенной на нее капиллярно-пористой структурой) и температурой насыщения (при соответствующем давлении) у ацетона и этилового спирта меньше, чем у воды [3]. То есть процесс кипения, сопровождающийся более интенсивным отводом теплоты от охлаждаемого объекта и, соответственно, уменьшением температуры теплоподводящей поверхности $t_{\text{осн}}$ в радиаторах 2 и 3 начинается при более низких плотностях теплового потока. С повышением тепловой нагрузки в радиаторе 1, заправленном водой, также начинается процесс кипения, характеризующийся более высокой интенсивностью теплообмена по сравнению с этанолом и ацетоном, теплофизические свойства которых уступают воде в данных условиях. Вследствие этого наблюдается снижение температуры основания радиатора 1 по сравнению с остальными радиаторами.

С целью сравнения разработанных радиаторов с традиционными конструкциями на рис. 2 представлены данные из [8], полученные для традиционной системы охлаждения с плоской теплообменной поверхностью с прямоугольными пластинчатыми ребрами при скорости обдува 3,5 м/с. Здесь видно, что температура основания всех радиаторов на основе ТТ при тех же плотностях теплового потока и практически равных условиях охлаждения значительно ниже, чем у радиатора с пластинчатым оребрением.

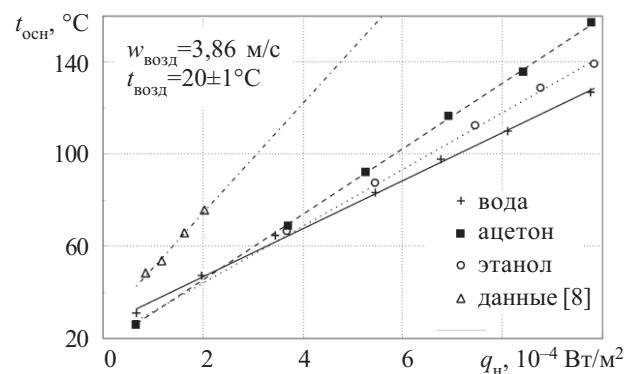


Рис. 2. Зависимость температуры основания радиатора от плотности теплового потока

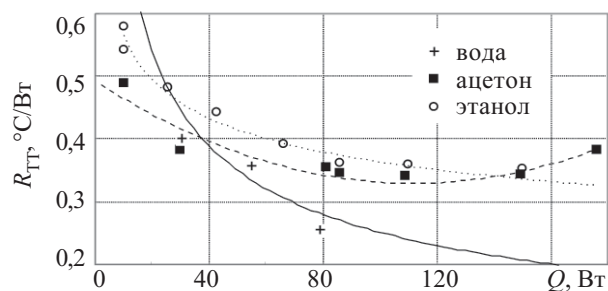


Рис. 3. Зависимость термического сопротивления радиаторов R_{TT} от передаваемого теплового потока Q при $w_{\text{возд}} = 2,73$ м/с

На рис. 3 представлены данные об изменении термического сопротивления — одной из основных теплотехнических характеристик радиаторов на основе ТТ, которое определялось как

$$R_{TT} = \frac{\bar{t}_n - \bar{t}_k}{Q};$$

$$\bar{t}_n = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i, \quad \bar{t}_k = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m t_j,$$

где $\bar{t}_i$ — средняя температура в зоне нагрева, определяемая по показаниям n термопар ($n = 4$), установленных в канавках глубиной 1 мм в основаниях радиаторов;

$\bar{t}_k$ — средняя температура зоны конденсации, определяемая по показаниям m термопар ($m = 12$), расположенных в трех сечениях по высоте ребренной части радиаторов (ребра, основания ребер), а также на переходном участке.

Анализ полученных результатов показывает, что величина термического сопротивления R_{TT} снижается с повышением мощности теплового потока Q (из-за увеличения интенсивности процессов теплообмена в зонах нагрева и конденсации), причем характер изменения зависимости $R_{TT} = f(Q)$ носит автоматический характер для всего исследованного диапазона изменения скорости охлаждающего воздуха. Это объясняется тем, что основной вклад в общее термическое сопротивление радиатора $R_{\text{общ}}$ вносит термическое сопротивление теплоотдачи от охлаждаемой поверхности радиатора (ребра, их основания и переходный участок) к омываемому ее воздушному потоку. С повышением тепловой нагрузки выше 100 Вт (соответствен-

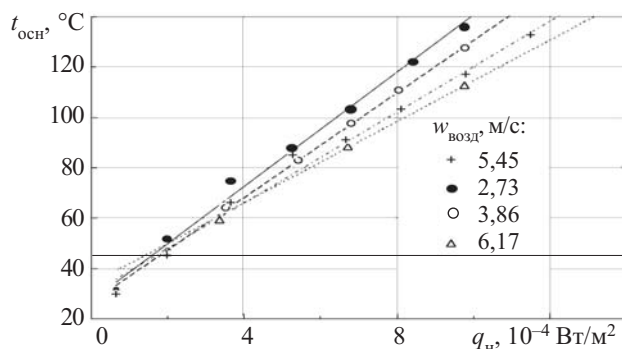


Рис. 4. Зависимость температуры основания радиатора 1 от плотности теплового потока при различной скорости потока воздуха

но $q_n > 6,58 \cdot 10^4$ Вт/м²) в радиаторе, заправленном ацетоном, наблюдается увеличение термического сопротивления вследствие «запаривания» капиллярной структуры (при этом ТТ работает стабильно).

Поскольку охлаждение разработанных радиаторов осуществляется воздушным потоком, практический интерес представляют данные об изменении температуры основания радиаторов в зависимости от плотности теплового потока при различных скоростях обдува. Это позволяет выбрать вентилятор с наиболее приемлемыми габаритными и расходными характеристиками, а также в соответствии с конструктивными особенностями прибора, в котором находится теплонапряженный элемент. На рис. 4 представлены такие результаты, полученные при исследовании радиатора, заправленного дистиллированной водой. Как и следовало ожидать, увеличение скорости обдува способствует значительному снижению температуры основания радиатора, особенно при $q_n \geq 4 \cdot 10^4$ Вт/м².

Анализ полученных данных позволяет сделать следующие выводы:

- для систем охлаждения теплонапряженных элементов радиоэлектронной техники целесообразно использовать радиаторы на основе тепловой трубы, особенно в случаях когда невозможно применить жидкостное охлаждение;

- применение ацетона в качестве теплоносителя наиболее целесообразно при плотностях теплового потока $q_n \leq 2,5 \cdot 10^4$ Вт/м², этанола — при $q_n \leq 4 \cdot 10^4$ Вт/м²;

- термическое сопротивление тепловых труб находится в диапазоне 0,5...0,6 °C/Вт, существенно снижаясь с увеличением передаваемого теплового потока;

- наиболее приемлемым теплоносителем для систем охлаждения на основе медных ТТ, работающих при температурах выше 80 °C является дистиллированная вода.

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Роткоп Л. Л., Спокойный Ю. Е. Обеспечение тепловых режимов при конструировании радиоэлектронной аппаратуры. — М.: Советское радио, 1976. [Rotkop L. L., Spokoyniy Yu. E. Moscow. Sov. radio. 1976]
2. Домнич В. И., Зиньковский Ю. Ф. Конструирование РЭС. Оценка и обеспечение тепловых режимов. — К.: УМК ВО, 1990. [Domnich V. I., Zin'kovskiy Yu. F. Kiev. UMK VO. 1990]
3. Верлань А. Ф., Горошко И. О., Николаенко Ю. Е. Моделирование тепловых и гидродинамических процессов в перспективных базовых несущих конструкциях с тепловыми трубами // Промышленная теплотехника. — 2007. — Т. 29, № 4. — С. 52—58 [Verlan' A. F., Goroshko I. O., Nikolaenko Yu. E. // Promyshlennaya teplotekhnika. 2007. Vol. 29, N 4. P. 52]
4. Николаенко Ю. Е. Схемные решения организации теплоотвода от функциональных модулей ЭВМ с помощью двухфазных теплопередающих элементов и устройств // Управляющие системы и машины. — 2005. — № 2. — С. 29—36. [Nikolaenko Yu. E. // Upravlyayushchie sistemy i mashiny. 2005. N 2. P. 29]
5. Семена М. Г., Гершуни А. Н., Зарипов В. К. Тепловые трубы с металловолоконными капиллярными структурами. — К.: Вища школа, 1984. [Semena M. G., Gershuni A. N., Zaripov V. K. Kiev. Vishcha shkola, 1984]
6. Дульнев Г. Н., Беляков А. П. Тепловые трубы в электронных системах стабилизации температуры. — М.: Радио и связь, 1985. [Dul'nev G. N., Belyakov A. P. Moscow. Radio i svyaz'. 1985]
7. Патент України на корисну модель № 3942. Радиатор // Руденко О. І., Ніщик О. П., Кравець В. Ю., Паламарчук О. Я. — 2004. — Бюл. № 12. [Patent Ukraini na korisnu model' N 3942. // Rudenko O. I., Nishchik O. P., Kravets' V. Yu., Palamarchuk O. Ya. 2004. Byul. N 12]
8. Письменный Е. Н., Бурлей В. Д., Терех А. М., и др. Влияние разрежки, поворотов и отгибки ребер на тепло-аэродинамические характеристики поверхностей теплообмена // Промышленная теплотехника. — 2003. — Т. 25. — № 1. — С. 10—16. [Pis'menniy E. N., Burlei V. D., Terekh A. M., i dr. // Promyshlennaya teplotekhnika. 2003. Vol. 25. N 1. P. 10]