

Г. В. БИРЮЛИН, В. И. ЕГОРОВ, С. Ю. МУРОВ, И. В. НЕВСКИЙ

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРОННОГО МОДУЛЯ

Рассматривается конструкция биметаллического (медь—алюминий) паяного радиатора, эффективно охлаждающего элементы электронной аппаратуры с высокой неравномерностью тепловых потоков. Представлена методика оптимизационного расчета конструктивных параметров радиатора.

Ключевые слова: *принудительное воздушное охлаждение, радиатор, конечно-элементный метод, оптимизационный расчет.*

Функционирование мощных электронных изделий малых размеров требует использования охлаждающих устройств, минимизация массы которых является важной и актуальной задачей. Для принудительного воздушного охлаждения применяются биметаллические ребристые радиаторы [1], что позволяет в областях с низкой плотностью теплового потока использовать металлы с малым удельным весом.

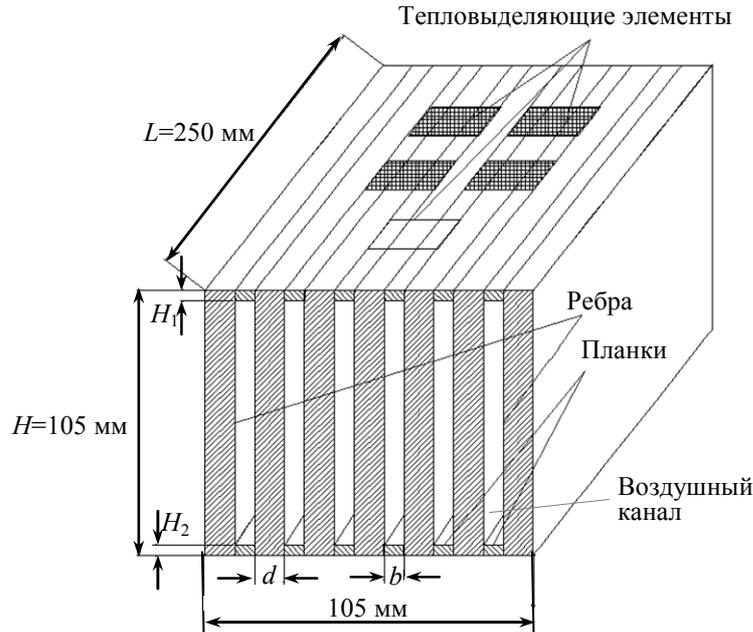
В современных электронных устройствах применяются изделия электронной техники с контактной площадью порядка $4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ и мощностью тепловыделений до 300 Вт. Площадь основания ребристых радиаторов, используемых для обеспечения требуемой температуры корпуса силового элемента, часто значительно превосходит контактную площадь элемента. В этом случае при большом значении коэффициента теплоотдачи ребренной поверхности локальным источником теплоты создается неравномерность температурного поля основания радиатора. В данных условиях проводить расчеты конструкции радиатора, основываясь на известных из литературы [2] значениях тепловых сопротивлений, недопустимо.

Плотности теплового потока в зоне расположения локального источника теплоты и в областях, удаленных от источника, существенно различаются. Поэтому в области, близкой к источнику теплоты, используют высокотеплопроводные материалы. На краях основания радиатора можно применить материал (сплав алюминия), имеющий меньшую плотность и теплопроводность по сравнению с медными сплавами.

Такое техническое решение можно реализовать, используя технологию создания паяных радиаторов, разработанную в БНТ „Прибой“ (Санкт-Петербург) [1]. Такие радиаторы состоят из спаянных между собой ребер и планок. Основание радиатора образуют планки и торцы ребер. Каждое ребро запаено в два параллельных основания. Толщина основания есть толщина планки. Как планки, так и ребра могут быть медными и алюминиевыми в различных сочетаниях, например, по краям — из сплава алюминия, а в центре — из меди.

Рассмотрим вариант оптимизации конструкции системы охлаждения электронного модуля в целях минимизации его веса. Для обеспечения требуемого температурного режима электронных компонентов используется принудительное воздушное охлаждение. Несущими элементами конструкции (см. рисунок) являются пластины, образующие каналы прямоугольного сечения. На входе и выходе каналов (длиной $L = 0,25 \text{ м}$) закреплены вентиляторы. На двух противоположных пластинах (основаниях радиатора) размещены тепловыделяющие элементы. Ширина оснований фиксирована. На основании 1 расположены два транзистора мощностью по 175 Вт, отстоящие на расстояние 10 мм. Удельная мощность тепловыделений каждого из них составляет $8 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$. Кроме того, на основании 1 размещены также три транзистора мощностью по 15 Вт. Размеры контактных площадок транзисторов $24 \times 9 \text{ мм}$. На основании 2 расположены три преобразователя мощностью по 45 Вт, общее тепловыделение которых составляет 140 Вт. Размеры контактных площадок преобразователей $60 \times 70 \text{ мм}$. При

температуре воздуха на входе в каналы $t_{вх} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ необходимо обеспечить предельную температуру контактных площадок преобразователя ($95\text{ }^{\circ}\text{C}$) и транзистора ($80\text{ }^{\circ}\text{C}$).



Площадь оснований радиатора значительно превосходит площадь контакта локальных источников теплоты. Самые мощные источники теплоты находятся в центре основания, поэтому при расчетах появляется возможность применения алюминиевых ребер в крайних областях. В рассматриваемой конструкции радиатора толщина всех ребер одинакова, также одинакова и толщина всех планок.

Искомыми параметрами являются: толщины двух оснований, ребер и планок между ними, количество медных ребер и планок, количество алюминиевых ребер и планок.

Как показали предварительные оценки, плотность теплового потока на основании 2 в 50 раз меньше, чем на основании 1. Поэтому на начальном этапе расчетов используем сплав алюминия для всех планок основания 2 и сплав меди — для планок основания 1. Все ребра медные. Учитывая высокую плотность теплового потока, выбираем толщину ребра $d = 1\text{ мм}$. Начальная толщина обоих оснований 8 мм .

Для вычисления коэффициента конвективного теплообмена ребер необходимо определить скорость воздуха в каналах между ними. В установившемся режиме потери давления в каналах радиатора (ΔP_k) компенсированы давлением, создаваемым вентиляторами (ΔP_v). Величина ΔP_k соответствует точке пересечения двух кривых: напорной характеристики вентилятора $\Delta P_v = f_1(G)$ и зависимости перепада давления в каналах от расхода воздуха G — $\Delta P_k = f_2(G)$:

$$\Delta P_k = 0,25\rho V^2 \left(1 + \frac{48\nu L}{b^2 V} \right),$$

где b — ширина канала (зазор между ребрами), L — длина воздушного канала, V — скорость воздуха в канале, ρ — плотность воздуха, ν — кинематическая вязкость воздуха, $G = VA$ — расход воздуха во всех каналах, A — площадь проходного сечения.

При варьировании ширины канала b зависимость ΔP_k изменяется, вследствие чего изменяются и значения V и G , результаты расчета которых для трех значений b при $d = 1\text{ мм}$ приведены в табл. 1 (где n — количество ребер).

Таблица 1

$b, \text{ мм}$	n	$V, \text{ м/с}$	$G, \text{ м}^3/\text{ч}$
1	48	1,5	23
1,5	38	2,2	42
2	32	2,8	60

Для определения коэффициента теплообмена на поверхности ребра (α_p) при $L > 40b$ используем формулы для „длинного канала“ [3]:

$$\alpha_p = 4,12\lambda_v/b,$$

где λ_v — теплопроводность воздуха.

Тогда тепловая проводимость ребра вычисляется как [4]

$$\sigma_p = L\sqrt{2\alpha_p\lambda_m d} \cdot \text{th} \left(H\sqrt{\frac{2\alpha_p}{\lambda_m d}} \right),$$

а проводимость всех n ребер — как

$$\sigma_{pn} = nL\text{th} \left(H\sqrt{\frac{2\alpha_p}{\lambda_p d}} \right) \sqrt{2\alpha_p\lambda_p d},$$

где λ_m — теплопроводность медного ребра; H — высота ребра; λ_p принимает значения теплопроводности либо меди, либо алюминия.

Тепловая проводимость радиатора определяется выражением

$$\sigma_{\text{рад}} = W(1 - \exp(-\sigma_{pn}/W)),$$

где $W = Gvc$ — водяной эквивалент, здесь c — удельная теплоемкость воздуха.

Перегрев оснований радиатора ($\Delta t_{\text{осн}}$) относительно температуры воздуха на входе канала ($t_{\text{вх}}$) определяется соотношением

$$\Delta t_{\text{осн}} = t_{\text{осн}} - t_{\text{вх}} = \Phi / \sigma_{\text{рад}},$$

где $t_{\text{осн}}$ — температура оснований, Φ — мощность теплового потока.

Результаты расчетов величин σ_p и σ_{pn} , $\sigma_{\text{рад}}$ и $\Delta t_{\text{осн}}$ (при $\Phi = 395$ Вт) приведены в табл. 2—4.

Таблица 2

b , мм	σ_p , Вт/К	
	Медь	Алюминий
1,5	1,84	1,43
2	1,56	1,23

Таблица 3

b , мм	n	σ_{pn} , Вт/К	
		Медь	Алюминий
1,5	38	69,9	54,3
2	32	49,9	39,4

Таблица 4

b , мм	σ_{pn} , Вт/К	$\sigma_{\text{рад}}$, Вт/К	$\Delta t_{\text{осн}}$, К
Медь			
1,5	69,9	12,4	32,2
2	49,9	16,7	24,0
Алюминий			
1,5	54,3	12,2	32,8
2	39,4	15,8	25,3

Наименьшее значение $\Delta t_{\text{осн}}$ относительно $t_{\text{вх}}$ составляет 24 К для радиатора с медными ребрами и шириной канала 2 мм. Такое значение перегрева получено при равномерно распределенной мощности локальных источников теплоты. Учет реального расположения локальных источников теплоты производился с помощью программ расчета трехмерных температурных полей.

Для оптимизации конструктивных параметров радиатора был использован метод конечных элементов. Создана модель радиатора с локальными источниками теплоты на основаниях и возможностью варьирования толщины оснований, количества и физических свойств ребер. Модель состоит из 50 000 конечных элементов. На поверхности ребра задано постоянное значение коэффициента теплообмена α_p , тогда переменная температура воздуха в каналах рассчитывается по формуле

$$t_v(l, h) = t_{\text{вх}} + \int_0^l \Phi(l, h) dl / (cpG),$$

где l и h — координаты соответственно вдоль воздушного потока в канале и перпендикулярно ему.

Предварительный анализ показал, что температурное поле, создаваемое локальными источниками теплоты на двух основаниях, удовлетворяет принципу суперпозиции, поэтому расчеты для двух оснований были проведены отдельно. Сначала была осуществлена оптимизация толщины основания. Затем была выбрана оптимальная ширина канала, после чего исследованы возможности замены меди на алюминиевый сплав в крайних ребрах и планках. По результатам расчетов установлено, что температурное поле на основании 1 неравномерно: в центре основания максимальный перегрев составляет 28 К, а на краях — 10 К. Температурное поле ребра в зоне действия мощного локального источника также неравномерно: у основания 1 перегрев составляет 18 К, а вблизи основания 2 — 5 К. Таким образом, учет расположения локальных источников теплоты с использованием трехмерной модели позволяет более точно найти конструктивные параметры радиатора и определить области, в которых теплопроводность материалов может быть уменьшена.

В результате получены следующие оптимальные параметры конструкции: толщина основания 1 (H_1 — см. рисунок) 10 мм; толщина основания 2 (H_2) 5 мм; толщина ребер 1 мм, ширина канала 1,5 мм; количество медных ребер — 26, алюминиевых — 12; количество медных планок — 27, алюминиевых — 51. Температура воздуха в зоне мощных транзисторов не превышает 79 °С, а на входе в канал — 50 °С. При замене в крайних областях до 30 % ребер и планок перегрев на контактных площадках транзисторов увеличился на 2 К, что позволило уменьшить массу радиатора на 25 % по сравнению с радиатором с медными ребрами.

Рассмотренный вариант оптимизации конструкции системы охлаждения на примере паяного биметаллического радиатора позволяет получить значительный выигрыш в массе для схем с интенсивными локальными источниками теплоты, однако для выбора оптимальной конструкции требуется численное моделирование температурных полей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Муров Ю. М. Роль базовых несущих конструкций в конкурентоспособности российского приборостроения // Сб. материалов VI отраслевой науч.-техн. конф. „Стратегия развития радиоэлектронного комплекса России“, 12—14 сент. 2007 г. Нижн. Новгород, 2007.
2. Дульнев Г. Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре. М.: Высш. школа, 1984.
3. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М.: Энергия, 1967. 412 с.
4. Ройзен Л. И., Дулькин И. Н. Тепловой расчет ребренных поверхностей. М.: Энергия, 1977. 256 с.

Сведения об авторах

- Гавриил Владимирович Бирюлин** — аспирант; Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра компьютерной теплофизики и энергофизического мониторинга; E-mail: gavriila@bk.ru
- Владимир Иванович Егоров** — канд. техн. наук, доцент; Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра компьютерной теплофизики и энергофизического мониторинга; E-mail: KTF@grv.ifmo.ru
- Святослав Юрьевич Муров** — ОАО Бюро новой техники „Прибой“, Санкт-Петербург; инженер
- Игорь Владимирович Невский** — студент; Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра компьютерной теплофизики и энергофизического мониторинга; E-mail: nevskigor@mail.ru

Рекомендована кафедрой
компьютерной теплофизики и
энергофизического мониторинга

Поступила в редакцию
06.07.11 г.