

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ КИПЯЩЕГО СЛОЯ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ СТРУКТУР

### АННОТАЦИЯ

В работе на основе полученных экспериментальных данных проведено расчетное исследование эффективности охлаждения полупроводниковых приборов кипящим слоем. Для увеличения теплосъема поверхности радиаторов полупроводниковых приборов выполнены с оребрением в виде круглых ребер постоянной толщины. Предложена методика расчета температур стенки у основания ребра.

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Целью охлаждения полупроводниковых приборов является обеспечение оптимальной температуры кристалла, при которой тиристор работает с максимально возможной нагрузкой по току при высокой надежности. Существующие и широко используемые способы воздушного, водяного, испарительного охлаждения и комбинация этих методов позволяют обеспечить условия надежной работы тиристорov. Однако в ряде случаев они не всегда могут быть использованы или сопровождаются существенными энергетическими затратами.

Применение кипящего слоя для цели охлаждения имеет ряд преимуществ перед традиционными способами: высокий коэффициент теплоотдачи, равномерное поле температур в объеме слоя, отсутствие водяного контакта теплоносителя с поверхностью приборов, т.е. исключение гальванической связи между разнопотенциальными приборами.

Кипящий слой представляет собой частицы мелкозернистого материала, взвешенные в воздушном потоке. При этом наблюдается процесс, внешне похожий на кипение однофазной жидкости. Принципы проектирования систем охлаждения электронных устройств кипящим слоем [1] рассмотрены для двух типов охлаждаемых систем: охлаждение электронных приборов с мощностью рассеивания 40 Вт невысоким слоем окиси алюминия, где воздух является основным теплоносителем и системы охлаждения стойки с 40 тепловыделяющими панелями общей мощностью 1 кВт высоким слоем алюминия с использованием трубчатого водяного теплообменника, который отводил из слоя около 80% теплоты, выделяемой элементами.

Показано, что эффективность охлаждения зависит главным образом от характеристик частиц, составляющих слой, в частности от размера частиц, который для эффективного охлаждения должен быть больше 100 мкм. Более тяжелые частицы обеспечивают более интенсивное охлаждение, но требуется большая мощность на создание кипящего слоя. Другим фактором, определяющим также эффективность охлаждения батареи тепловыделяю-

щих элементов является пространственное расположение отдельных модулей. Расстояние между ними должно быть больше 15...20 мм, иначе в зазорах между модулями образуются застойные зоны материала с большим термическим сопротивлением. Этим явлением объясняется тот факт, что полученные для системы охлаждения 40 модулей коэффициенты теплоотдачи оказались в два раза ниже теоретически предсказанных.

Системы охлаждения кипящим слоем являются простыми в инженерном смысле, требуют небольшой мощности на циркуляцию частиц (около 3 Вт для отвода мощности 1 кВт от панели с 40 модулями) и охлаждают модули до более равномерной температуры по всей поверхности, чем при вынужденной конвекции.

Исследование системы охлаждения ребристого радиатора кипящим слоем проведено [2] с использованием песка с эквивалентным диаметром твердых частиц  $d_t \approx 0,7$  мм при различных скоростях продувки и различных концентрациях дисперсного материала. Эти результаты сравнивались с результатами опытов по принудительному воздушному охлаждению того же радиатора. В качестве постоянного параметра при сравнении была выбрана мощность, подводимая к двигателю вентилятора. В связи с тем, что сопоставление результатов при одинаковом расходе воздуха затруднено из-за гидравлического сопротивления кипящего слоя. В случае охлаждения кипящим слоем теплоотдача в среднем в 2,7 раза превосходит теплоотдачу воздушного обдува. В то же время в опытах с одиночной пластиной их соотношение составляет 4 и более. Здесь также отмечается образование застойных зон в межреберном пространстве.

### 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Целью проведения экспериментов являлось определение коэффициентов теплоотдачи от радиаторов диодов к кипящему слою. На одной из стенок аппарата размещалась группа тепловыделяющих элементов — диодов, каждый из которых имел свою поверхность охлаждения — радиатор. Электрическое питание группы диодов осуществлялось переменным током через понижающий трансформатор 220/12 В, а регулирование мощности, выделяемой на диодах, производилось автотрансформатором. Температуры поверхности радиатора — охладителя диода и кипящего слоя измерялись с помощью медь-константановых термопар с диаметром электродов 0,2 мм.

Величина выделяемой диодами мощности определялась по показаниям амперметра класса точности 0,2 и цифрового вольтметра В7-20.

В аппарат сечением  $100 \times 300 \text{ мм}^2$  на газораспределительную решетку засыпали частицы корунда диаметром  $d_t = 0,12 \text{ мм}$  или стеклянные шарики  $d_t = 1,2 \text{ мм}$ , которые затем приводились в движение воздухом от лабораторной воздуходувки РГН-900.

Коэффициент теплоотдачи от поверхности каждого диода к кипящему слою рассчитывался по выражению

$$\alpha = \frac{P}{2F(t_c - t_{ж.к})}, \quad (1)$$

где  $P$  — тепловая мощность, выделяемая в диоде, Вт;  $F$  — площадь поверхности радиатора диода,  $\text{м}^2$ ;  $t_c$  — среднее значение температуры поверхности (по показаниям двух термопар в установившемся режиме работы аппарата),  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{ж.к}$  — температура слоя,  $^{\circ}\text{C}$ .

Определенную трудность представляло измерение рассеиваемой диодом тепловой мощности. Тепловая мощность (тепловая нагрузка) диода — это среднее значение мгновенной мощности  $P_M$  за период или половину периода

$$P = \frac{1}{T/2} \int_0^{T/2} P_M dt = \frac{1}{T/2} \int_0^{T/2} U_M i_M dt, \quad (2)$$

где  $T$  — период переменного тока частотой 50 Гц;  $\tau$  — время;  $U_M, i_M$  — мгновенное значение напряжения и тока.

При помощи осциллографа были получены и сфотографированы кривые напряжения на диодах за половину периода  $T/2$ . Осциллограмма тока была получена делением осциллограммы напряжения на амперметре (его шунте) на сопротивление шунта  $R_{ш} = \text{const}$  (для определенного предела измерений амперметра).

Затем перемножением осциллограмм тока и напряжения на диодах была получена графическая зависимость  $P = f(\tau)$ . По этой кривой определялась активная мощность, выделяемая диодом, с учетом масштабов времени, тока и напряжения

$$P = \frac{S_p M_\tau M_p}{T/2}, \quad (3)$$

где  $S_p$  — площадь фигуры под кривой  $P = f(\tau)$ ,  $\text{см}^2$ ;  $M_\tau$  — масштаб временной оси графика,  $\text{мс/см}$ ;  $M_p$  — масштаб оси мощности,  $\text{Вт/см}$ ;

По показаниям амперметра и вольтметра определялась мощность одного прибора — диода (приборная мощность):

$$P_{пр} = \frac{\Delta U I}{2}, \quad (4)$$

где  $\Delta U$  — падение напряжения на диоде;  $I$  — ток через диод.

Приборная мощность в данном случае не равна выделяемой диодом тепловой мощности  $P$  из-за несинусоидальности тока и напряжения на диоде.

Поэтому был определен поправочный коэффициент  $\omega$ , который позволил по показаниям амперметра и вольтметра определить истинную тепловую нагрузку диода, не прибегая к довольно сложной процедуре, связанной с формулой (3),

$$\omega = \frac{P_{пр}}{P}. \quad (5)$$

Нахождение  $\omega$  для двух различных нагрузок (7 и 15 А) позволило считать этот коэффициент мощности постоянным в данном токовом диапазоне,  $\omega = 1,44$ .

Определенные из опытов коэффициенты теплоотдачи от стенки к кипящему слою были ниже максимальных значений  $\alpha_{\text{макс}}$ , рассчитанных по известной формуле С.С. Забродского и характерных для тел малых размеров, погруженных в слой [3]. На основании ряда опытов было принято, что значение  $\alpha$  от вертикальной поверхности  $\sim$  на 20% меньше  $\alpha_{\text{макс}}$ ,  $\alpha = 0,8\alpha_{\text{макс}}$ . В методике расчета температур поверхности радиаторов представлены эти значения  $\alpha$ .

### 3. РАСЧЕТ ОХЛАЖДЕНИЯ РЕБРИСТОЙ ПОВЕРХНОСТИ РАДИАТОРОВ КИПАЩИМ СЛОЕМ

Схема для расчета представлена на рис. 1.

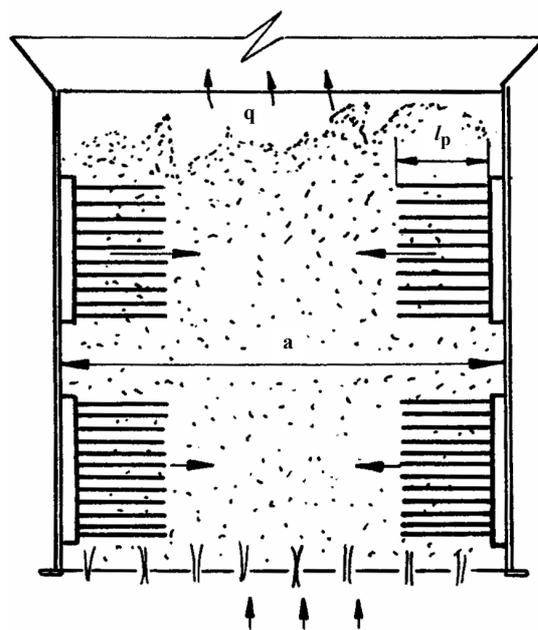


Рис. 1. Схема к расчету температур радиатора со штыревыми ребрами

Ребристая поверхность выполнена в виде штыревых ребер постоянного поперечного сечения. Тепловой поток  $Q_p$  передается от радиаторов, расположенных на двух противоположных стенках шахты, к кипящему слою.

Площадь поперечного сечения шахты  $a \times b$ , высота теплообменной поверхности радиаторов  $H_p$ . Диаметр ребер  $d_p$ , высота их  $l_p$ . Ребра расположены в шахматном порядке.

Радиаторы выполнены из алюминия, коэффициент теплопроводности которого  $\lambda_p = 180 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ .

В качестве мелкозернистого материала использованы частицы стекла плотностью  $\rho_T = 2450 \text{ кг/м}^3$  и корунда плотностью  $\rho_T = 3900 \text{ кг/м}^3$  различного диаметра. Теплофизические свойства воздуха, подаваемого на ожижение под решетку, приняты при  $t'_B = 20^\circ\text{C}$ .

Расчетное исследование проведено при различной плотности теплового потока

$$q = \frac{Q_p}{2Hb}, \text{ Вт/м}^2. \quad (6)$$

Полный тепловой поток с поверхности радиаторов равен сумме тепловых потоков от неоребренной части поверхности и поверхности ребер

$$Q_p = \alpha F_{\text{гл}}(t_c - t_{\text{к.с}}) + N_p Q_1, \quad (7)$$

где  $N_p$  — общее количество ребер;  $Q_1$  — тепловой поток с поверхности одного ребра.

Принимаем, что температура кипящего слоя равна температуре воздуха на выходе из аппарата  $t_{\text{к.с}} = t''_B$ .

Максимальный коэффициент теплоотдачи рассчитываем по формуле С.С. Забродского при температуре воздуха на входе в шахту  $t'_B$ ,

$$\alpha_{\text{макс}} = 4\rho_T^{0,2} d_T^{-0,36}. \quad (8)$$

Тепловой поток с поверхности одного ребра, Вт, определяем по формуле

$$Q_1 = \lambda_p f m (t_c - t_{\text{к.с}}) th(ml_p), \quad (9)$$

где  $m = \left[ \alpha u / (\lambda_p f) \right]^{1/2} = 0,149 (\alpha / d_p)^{1/2}$ ,  $\text{м}^{-1}$ .

Температура воздуха на выходе из шахты  $t''_B$  определялась из балансового уравнения без учета потерь тепла в окружающую среду ввиду их малости,  $Q_p = Q_i$ .

$$2H_p bq = w \rho_B ab C (t''_B - t'_B), \quad (10)$$

где  $w$  — оптимальная скорость воздуха для создания кипящего слоя, м/с, рассчитывалась по зависимости [3],

$$w = 0,547 (\rho_T d_T)^{1/2}, \quad (11)$$

$$t''_B = t'_B + 2qH_p / (w \rho_B Ca). \quad (12)$$

Здесь плотность воздуха  $\rho_B$  и его массовая теплоемкость приняты по  $t'_B$ .

Полный тепловой поток со всей теплообменной поверхности можно представить в виде

$$Q_p = \left( \alpha F_{\text{гл}} + \lambda_p \frac{\pi}{4} d_p^2 m th(ml_p) N_p \right) (t_c - t_{\text{к.с}}). \quad (13)$$

Здесь площадь неоребренной части поверхности радиаторов  $F_{\text{гл}}$  рассчитывалась по формуле

$$F_{\text{гл}} = 2H_p b \left( 1 - 78,5 d_p^2 N'_p \right), \quad (14)$$

где  $N'_p$  — количество ребер на элементе поверхности площадью  $0,1 \times 0,1 \text{ м}^2$ .

Общее количество ребер

$$N_p = \frac{2H_p b}{0,01} N'_p. \quad (15)$$

Из рассмотренных выше уравнений и с учетом  $Q_p = 2H_p bq$  рассчитывалась температура стенки у основания ребра

$$t_c = t_{\text{к.с}} + \frac{q}{\alpha \left( 1 - 78,5 d_p^2 N'_p \right) + 14,13 \cdot 10^3 m d_p^2 N'_p th(ml)}. \quad (16)$$

#### 4. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА

По программе, составленной для расчета температур поверхности по формуле (16), было проведено аналитическое исследование влияния наиболее существенных факторов на температуру стенки радиатора. Переменными являлись следующие факторы: один из поперечных размеров шахты  $a = 0,2 \dots 0,5 \text{ м}$  при постоянном втором поперечном размере  $b = 0,5 \text{ м}$ ; высота теплоотдающей поверхности  $H_p = 0,3 \dots 0,5 \text{ м}$ ; длина ребра  $l_p = 25 \dots 75 \text{ мм}$ ; диаметр ребра  $d_p = 4 \dots 8 \text{ мм}$ ; количество ребер  $N'_p = 24 \dots 48$ ; диаметр частиц мелкозернистого материала  $d_T = 0,32 \dots 1,5 \text{ мм}$ ; плотность материала частиц  $\rho_T$  (стекло и корунд). Расчеты проведены для различных значений плотности теплового потока  $q = 2000 \dots 20\,000 \text{ Вт/м}^2$ .

Результаты расчета температуры стенки при  $q = 20\,000 \text{ Вт/м}^2$  и при использовании в качестве дисперсного материала стеклянных шариков эквивалентным диаметром 1 мм представлены на рис. 2.

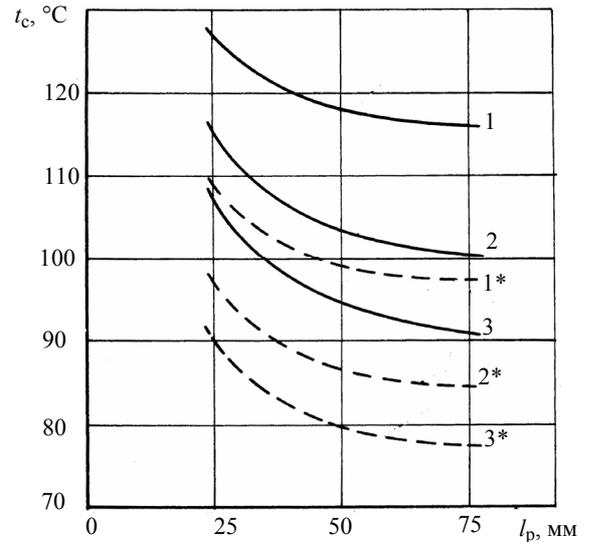


Рис. 2. Влияние параметров оребрения на температуру поверхности радиаторов:

$H_p = a = b = 0,5 \text{ м}$ ; 1, 1\*, 2, 2\*, 3, 3\* —  $d_p = 4 \text{ мм}$ ; 6; 8; — — — — —  $N'_p = 24$ ; — — — — —  $N'_p = 48$

Увеличение количества и диаметра ребер приводит к снижению температуры стенки. Такой же эффект, наиболее заметный в области от 25 до 50 мм, оказывает увеличение длины ребра. Дальнейший рост длины ребра свыше 50 мм обеспечивает не столь существенное снижение температуры поверхности радиаторов. Увеличение мощности полупроводниковых приборов приводит к росту температуры поверхности радиаторов, которая может превысить пределы допустимой температуры. В этих случаях необходимо увеличивать поперечные размеры шахты с подачей большего расхода воздуха под газораспределительную решетку.

Иногда не представляется возможным увеличить размеры шахты и расход воздуха. Сохранить умеренную допустимую температуру полупроводниковой структуры можно, разместив в объеме кипящего слоя внутренние стоки тепла, выполненные в виде водоохлаждаемых змеевиков. В данном примере кипящий слой будет играть роль промежуточного теплоносителя с высокими теплопередающими свойствами. Основной поток теплоты будет воспринимать не воздух, а вода в трубках змеевиков.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Комбинацией параметров, влияющих на перенос теплоты с поверхности радиаторов полупроводниковых структур, и в зависимости от мощности, рассеиваемой в кипящий слой, можно обеспечить допусти-

мые, по условиям надежной работы, температуры радиаторов. Изотермичность кипящего слоя и высокие значения коэффициентов теплоотдачи позволяют рассматривать эту систему охлаждения в качестве конкурентоспособной по сравнению с принудительным воздушным и водяным охлаждением.

## СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

$t$  — температура, °С;  
 $d$  — диаметр, м;  
 $C$  — теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К);  
 $u$  — периметр, м;  
 $f$  — площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>.

Индексы:

к.с — кипящий слой;  
с — стенка;  
т — твердые частицы;  
р — ребро

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Bean R.** Temperature control of electronic components in fluidized beds // Preprint. Granfield, Bedford, 1981. 11 p.
2. **Пилипенко Н.В., Ключев В.М.** Исследование эффективности охлаждения радиатора мощного полупроводникового прибора псевдооживленным слоем // Приборостроение. 1982. № 12. С. 15–18.
3. **Процессы** тепло- и массопереноса в кипящем слое / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, А.Ф. Рыжков и др.; под ред. А.П. Баскакова. М.: Металлургия, 1978. 248 с.