

6. ОСНОВЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НОРМАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РЭА

Конструкции РЭС как преобразователи электрической энергии в большинстве случаев обладает низкими коэффициентами полезного действия. Поэтому в процессе работы РЭС большая часть подводимой электрической энергии преобразуется в тепло, которое расходуется на нагревание узлов и деталей и частично рассеивается в окружающее пространство. Общий баланс энергии в РЭС можно выразить уравнением:

$$E_{\text{п}} = E_1 + E_2 + E_3,$$

где $E_{\text{п}}$ - энергия, отбираемая устройством от источников питания, E_1 - полезная энергия, E_2 - энергия, рассеиваемая в окружающее пространство, E_3 - тепловая энергия, вызывающая нагревание деталей и узлов.

Известно, что повышение температуры способствует росту интенсивности отказов радиоэлементов, вызывает ускоренное старение конструкционных материалов. По этой причине при разработке инструкций РЭС стремятся обеспечить хороший теплообмен аппарата с окружающей средой, т.е. в пределах возможного снизить величину E_3 или улучшить отношение E_2/E_3 .

Миниатюризация РЭС способствует значительному снижению потребления от источников питания. Однако уменьшение габаритов РЭС в конечном счете ведет к росту отношения выделяемой тепловой энергии и энергии рассеиваемой в окружающее пространство. Поэтому проблема обеспечения тепловых режимов в современных РЭС не утрачивает своей остроты. Напротив, допустимый нагрев элементов конструкции становится одним из основных ограничивающих факторов на пути дальнейшего улучшения массо-габаритных характеристик РЭС.

6.1. Основы теории теплообмена в РЭС

Теплообмен между нагретыми телами и окружающей средой, конструкциями и средой количественно характеризуется тепловым потоком и его плотностью.

Температура- мера кинетической энергии колебаний частиц вещества. В твердых телах колеблются атомы в кристаллической решетке, в жидкостях и газах-молекулы.

Тепловым потоком называется количество тепла Q передаваемое от тела с более высокой температурой к телу с более низкой температурой (в общем случае к среде) в единицу времени τ , т.е.

$$P = Q/\tau$$

Тепловой поток, отнесенный к 2 площади изотермической поверхности называют **плотностью теплового потока**:

$$q=Q/(\tau S)=P/S,$$

где S - площадь изотермической поверхности. В общем случае теплообмен осуществляется с помощью четырех способов:

- теплопроводностью (кондукцией),
- конвекцией
- излучением.
- изменение агрегатного состояния (испарение/конденсация) с переносом теплоносителя

6.2. Передача тепла теплопроводностью

Теплопроводностью (кондукцией) называют перенос тепловой энергии при соприкосновении между собой частиц вещества или отдельных тел, имеющих разные температуры.

Полный тепловой поток P_T передаваемый от изотермической поверхности S_1 к изотермической поверхности S_2 выражается как

$$P_T = \frac{\lambda S}{l}(t_1 - t_2), \quad (6.1)$$

где: γ - коэффициент теплопроводности материала, $S=0,5(S_1+S_2)$ - площадь средней изотермической поверхности, t_1, t_2 - температуры изотермических поверхностей S_1, S_2 , $l=x_1-x_2$ - расстояние между изотермическими поверхностями.

Произведя замену

$$\lambda/l=\alpha_T$$

из (6.1) получим:

$$P_T=\alpha_T S(t_1-t_2), \quad (6.2)$$

где α_T - коэффициент теплопередачи кондукций. Значения коэффициентов теплопроводности наиболее распространенных конструкционных материалов приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1

Наименование материала	α Вт/м град
1. Алюминевые сплавы	160-180
2. Бракеритовая керамика	180-200
3. Воздух	0,025
4. Германий	52-58

5. Гетинакс	0,15-1,18
6. Кремний	120-130
7. Ковар Н29К18	21
8. Керамика 22ХС	18-20
9. Латунь	100-200
10. Магниеые сплавы	120-127
11. Медь	380-390
12. Олово	64
13. Пенопласт=0,05-0,2 кг/см	0,04-0,06
14. Резина	0,11-0,16

6.3. Передача тепла конвекцией

Процесс теплообмена между поверхностью твердого тела с температурой t_1 и некоторой газообразной или жидкой средой с температурой $t_2=t_c$, обусловленной естественным или принудительным перемешиванием среды около поверхности носит название конвективного теплообмена. Передача тепла осуществляется за счёт переноса массы нагретого вещества. Естественная конвекция обеспечивается в присутствии гравитации подъемом теплого воздуха вверх, так-как, нагревшись он становится легче. Принудительная конвекция обеспечивается перемещением воздуха (жидкости) вентилятором (компрессором для жидкости).

Полный тепловой поток P_k , отдаваемый изотермической поверхностью S среде за счет конвекции как:

$$P_k = \alpha_k S (t_1 - t_2), \quad (6.3)$$

где α_k - коэффициент конвективного теплообмена. Коэффициент α_k представляет собой тепловой поток между единицей поверхности твердого тела при разности температур между телом и средой в один градус.

В общем случае α_k зависит от температур t_1 и t_2 и ряда физических констант среды:

$$\alpha_k = f(t_1, t_2, b, \lambda, C_p, \nu, a, g, \Phi),$$

где b - коэффициент объемного расширения среды (жидкости или газа) $1/^\circ\text{C}$,

λ - коэффициент теплопроводности среды, $\text{Вт/м}^\circ\text{C}$,

C_p - удельная теплоемкость среды при определенном давлении, $\text{Дж/кг}^\circ\text{C}$,

ν - коэффициент кинематической вязкости среды, $\text{м}^2/\text{с}$,

g - ускорение силы тяжести, м/с^2 ,

$a = \lambda / C_p \rho$ - коэффициент температуропроводности среды, $\text{м}^2/\text{с}$,

ρ - плотность среды, кг/м^3 ,

Φ - совокупность параметров, характеризующих форму и поверхность тел.

Зависимость физических констант среды от температур t_1 и t_2 и бесконечное разнообразие возможных форм поверхности нагретых тел исключает возможность получения табличных значений конвективных коэффициентов теплопередачи как теоретическими, так и экспериментальными методами.

Поэтому для определения α_k используются основные положения теории подобия. Согласно этой теории сложные процессы характеризуются обобщенными параметрами, представляющими собой безразмерные комплексы размерных физических величин. Если значения обобщенных параметров находятся в определенном диапазоне величин, то процессы (явления) считаются подобными. В теории теплообмена используются четыре обобщенных параметра (критерия), каждый из которых выражается через определенное количество физических параметров среды. Знание критериев позволяет без особых затруднений найти α_k .

Критерии подобия (критериальные уравнения).

Для определения конвективного коэффициента теплопередачи в условиях естественной и принудительной (вынужденной) конвекции достаточно определить:

■ критерий Нуссельта

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_k L}{\lambda}, \quad (6.4)$$

где L - определяющий геометрический размер тела (внутренний диаметр трубы, высота цилиндра или вертикальной стенки, наименьшая сторона горизонтально расположенной поверхности и т.п.),

■ критерий Грассгофа

$$\text{Gr} = \beta g \frac{L^3}{\nu} (t_2 - t_1), \quad (6.5)$$

■ критерий Прандтля

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (6.6)$$

■ критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{vL}{\nu}, \quad (6.7)$$

где v - скорость движения газа или жидкости при вынужденной конвекции.

Из (5.4) видно, что коэффициент α_k выражается через критерий Нуссельта.

6.4. Передача тепла излучением

Процесс теплообмена излучением основан на способности твердых, жидких и газообразных тел излучать и поглощать тепловую энергию в виде электромагнитных волн инфракрасного диапазона.

Для двух тел, участвующих во взаимном теплообмене излучением (или для тела, помещенного в газовую среду), результирующий тепловой поток, направленный от изотермической поверхности S_1 первого тела с температурой t_1 ко второму телу (или газовой среде) с температурой t_2 определяется соотношением:

$$P_{\text{л}} = C_0 \varepsilon_{\text{пр}} \varphi_{12} S_1 \{ [(t_1 + 273)/100]^4 - [(t_2 + 273)/100]^4 \}, \quad (6.8)$$

где $C_0 = 5.673 \text{ Вт/м}^2\text{град}^4$ - коэффициент излучения абсолютно черного тела, $\varepsilon_{\text{пр}}$ - приведенная степень черноты поверхностей тел, участвующих в теплообмене, φ_{12} - коэффициент взаимной облученности тел.

При теплообмене неограниченных плоскопараллельных пластин, поверхности которых характеризуются степенями черноты ε_1 и ε_2 , приведенная степень черноты:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = 1/(1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1) \quad (6.9)$$

Для теплообмена в замкнутом пространстве:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = 1/[1/\varepsilon_1 + (1/\varepsilon_2 - 1)S_1/S_2], \quad (6.10)$$

где S_1, S_2 - площади поверхностей первого и второго тел, Значения степени черноты некоторых материалов приводятся в справочных данных. Коэффициент ϕ_{12} показывает, какая часть теплового потока, испускаемая нагретым телом, поглощается холодным. Как правило, в расчетах тепловых режимов РЭС полагают $\phi_{12} = 1$.

Для практических расчетов выражение (5.32) преобразуется к виду:

$$P_{\text{л}} = \alpha_{\text{л}} S_1 (t_1 - t_2), \quad (6.11)$$

где $\alpha_{\text{л}} = \varepsilon_{\text{пр}} \phi_{12} f(t_1, t_2)$ - коэффициент теплопередачи излучением,

$$f(t_1, t_2) = 5.637 \{ [(t_1 + 273)/100]^4 - [(t_2 + 273)/100]^4 \} / (t_1 - t_2) \quad (6.12)$$

6.5. Определение конвективного и лучевого коэффициентов теплопередачи по номограммам

Моделирование процесса теплообмена между конструкциями РЭС и средой для меняющихся в широких пределах исходных данных, позволило найти аппроксимирующие выражения конвективных и лучевых коэффициентов теплопередачи в виде функций конструктивных параметров, по которым построены номограммы, позволяющие легко находить эти коэффициенты.

Многообразие номограмм определяется различием в подходах к решению задачи расчета теплообмена. Применяются номограммы для определения отдельно $\alpha_{\text{к}}$ и $\alpha_{\text{л}}$, и номограммы позволяющие найти эквивалентные коэффициенты теплопередачи, учитывающие перенос тепла одновременно конвекцией и излучением.

Структура номограммы и схема определения конвективного коэффициента теплопередачи $\alpha_{\text{к}}$ в условиях естественной конвекции в неограниченном пространстве изображена на рис.6.1.

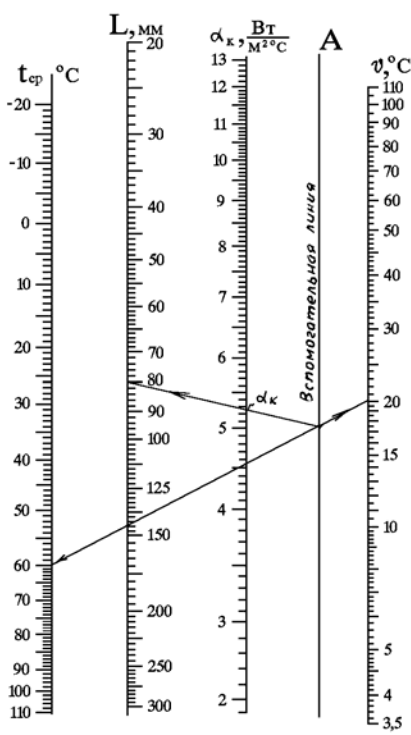


Рис.6.1

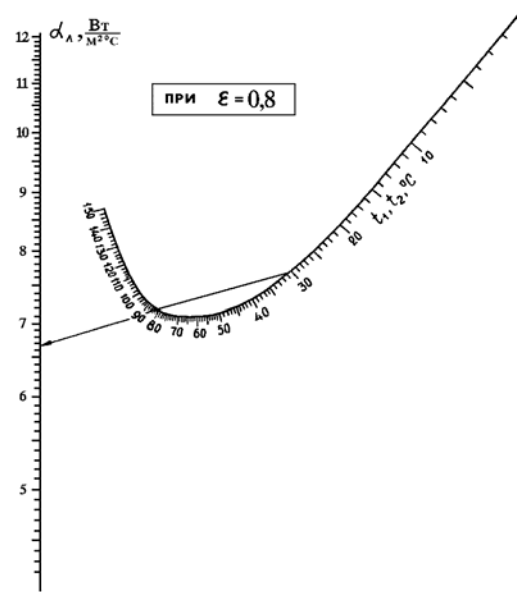


Рис.6.2

Для определения α_k необходимо задать начальный перегрев поверхности теплообмена $\Delta t = t_1 - t_2$, где t_1 - температура на поверхности теплообмена, t_2 - температура окружающей среды, вычислить среднее значение температуры окружающей среды $t_{cp} = 0.5(t_1 + t_2)$ и определяющий размер нагретого тела (конструкции) $L = (S/6)^{1/2}$, где S - площадь поверхности теплообмена. Затем соединить прямой точки t_{cp} и Δt из точки пересечения этой прямой с вспомогательной линией A провести прямую в точку L . На пересечении данной линии со шкалой α_k считывается значение конвективного коэффициента теплопередачи.

Номограмма для определения коэффициента теплопередачи излучением $\alpha_{\text{л}}$ приведена на рис.6.2. Номограмма построена для степени черноты поверхности $\epsilon_n = 0.8$. Значение коэффициента теплопередачи считывают в точке пересечения шкалы $\alpha_{\text{л}}$ с прямой, соединяющей точки t_2 и t_1 на температурной шкале. Пересчет коэффициента теплопередачи, найденного с помощью номограммы на реальную степень черноты поверхности теплообмена ϵ производится по формуле: $\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{лн}} \epsilon / \epsilon_n$ где $\alpha_{\text{лн}}$ - значение коэффициента теплопередачи, определенного по номограмме.

5.1.6. Электротепловая аналогия

Формулы (6.2), (6.3) и (6.8), устанавливающие зависимость между тепловыми потоками и перегревом, по своей структуре аналогичны формуле закона Ома в интегральной форме для электрических цепей:

$$I = \sigma(\phi_1 - \phi_2) \quad (6.13)$$

Это позволило использовать методы и приемы теории электрических цепей для интерпретации процессов теплообмена.

Из сравнения соотношений для тепловых потоков и электрического тока, протекающего через участок электрической цепи, легко установить следующие аналогии:

- электрическое сопротивление $R_{\text{э}}$ - тепловое сопротивление R ,
- электрическая проводимость γ - тепловая проводимость σ
- электрическое напряжение U - температурный перегрев Δt
- электрический потенциал ϕ - температура t ,
- электрический ток I - тепловой поток P .

На основании электротепловой аналогии процесс теплообмена может быть представлен тепловой схемой, элементами которой являются источники и приемники тепловой энергии и тепловые сопротивления (проводимости). Каждому узлу тепловой схемы ставится в соответствие определенная температура t . Примерные величины в тепловой схеме (тепловые потоки и перегревы) подчиняются законам Ома и Кирхгофа для тепловых схем. На основании этих законов тепловые схемы могут быть преобразованы и упрощены.

Как следует из (6.2), (6.3), (6.8) и (6.13) тепловые проводимости (сопротивления) тепловой схемы определяются с помощью соотношений:

- при кондуктивной теплопередаче:

$$\sigma_T = \lambda S_{\text{ср}} / l = \alpha_T S_{\text{ср}}; \quad R_T = 1 / \alpha_T S_{\text{ср}};$$

- при передаче тепла конвекцией;

$$\sigma_K = \alpha_K S; \quad R_K = 1 / \alpha_K S;$$

- при передаче тепла излучением:

$$\sigma_{\text{л}} = \alpha_{\text{л}} S; \quad R_{\text{л}} = 1 / \alpha_{\text{л}} S;$$

Таким образом, тепловые проводимости (сопротивления) выражаются через теплофизические параметры материалов (среды) и геометрические (конструктивные) характеристики нагретых тел.

Пример 6.1. Через цилиндрический стержень диаметром d , составленный из двух разнородных материалов с коэффициентами теплопроводности λ_1 и λ_2 (рис.6.3) протекает тепловой поток P . Составить тепловую схему процесса теплопередачи и при известной температуре правого конца t_2 найти температуру в контакте материалов t_k и температуру t_1 .

Тепловая схема представлена на рис.6.3,б.

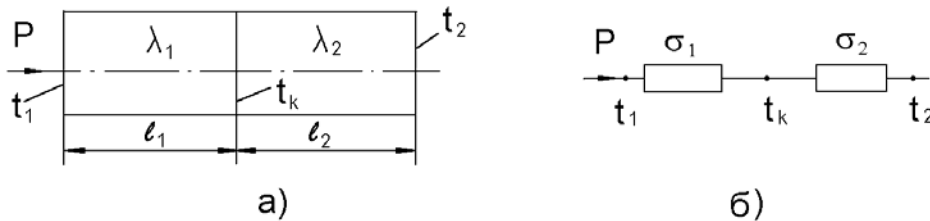


Рис. 5.13

Поскольку

$$P = \sigma_2(t_k - t_2) = \sigma_1(t_1 - t_k),$$

то

$$t_k = t_2 + P/\sigma_2, \quad t_1 = t_k + P/\sigma_1.$$

Для кондуктивной теплопередачи

$$\sigma_1 = \lambda_1 \pi d^2 / 4l_1; \quad \sigma_2 = \lambda_2 \pi d^2 / 4l_2$$

Пример 5.2. Составить тепловую схему отражающую процесс теплопередачи от транзистора, установленного на радиаторе с площадью теплопроводящей поверхности S_p (рис.5.14,а) к среде, если на кристалле транзистора выделяется мощность P . Тепловая схема приведена на рис.5.14,б.

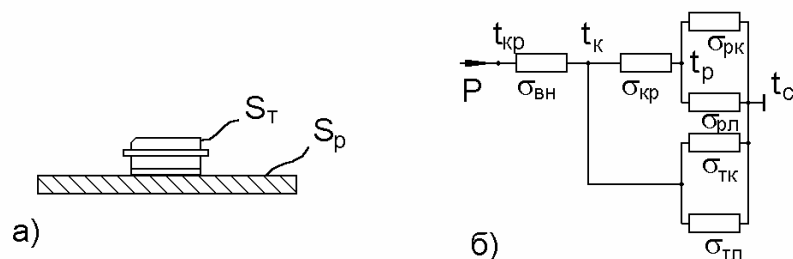


Рис. 5.14

Тепловой поток от кристалла транзистора через внутреннюю проводимость $\sigma_{вн}$ передается на корпус транзистора, через проводимость контакта корпус транзистора - радиатор $\sigma_{кр}$ - на радиатор и с радиатора конвективным и лучевым способом - среде. Одновременно часть теплового потока конвекцией и излучением стекает в окружающее пространство непосредственно с корпуса транзистора.

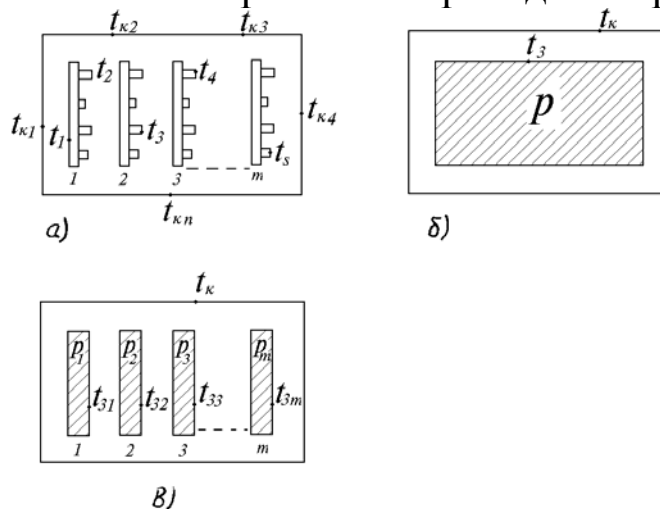
5.2. Методы теплового моделирования и расчета тепловых режимов конструкций РЭС

5.2.1. Методы теплового моделирования конструкции РЭС

Наиболее часто тепловое моделирование выполняется методами изотермических поверхностей, однородного анизотропного тела и экспериментальными методами.

Метод изотермических поверхностей основан на выявлении в конструкции поверхностей с одинаковыми или условно одинаковыми температурами в каждой точке поверхности. К изотермическим поверхностям конструкций РЭА относятся поверхность корпуса со среднеповерхностной температурой t_k , поверхность нагретой зоны с температурой t_3 , поверхность отдельной функциональной ячейки с температурой t_{3i} , поверхность отдельного радиоэлемента с температурой t_{3j} и т.д.

Пример построения тепловой модели конструкции блока разъемного типа методом изотермических поверхностей приведен на рис.5.15.



Среднеповерхностные температуры представляют собой среднеарифметические значения реальных температур в различных точках поверхности, т.е.

$$t_k = \sum t_{ki}/n; t_3 = \sum t_{3i}/S \text{ и т.д.}$$

Метод изотермических поверхностей позволяет находить лишь сред-неповерхностные температуры. Детализация тепловой модели дает воз-можность довести решение до определения температуры отдельного радио-элемента, однако при этом резко возрастает размерность задачи.

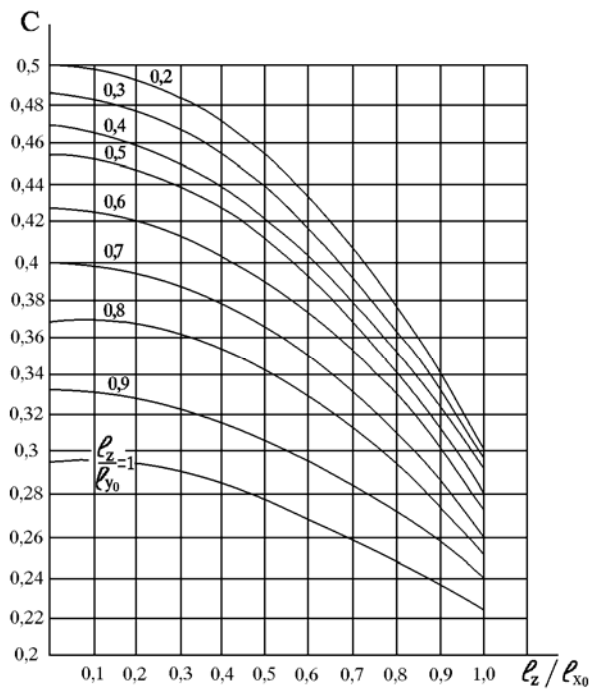
Метод однородного анизотропного тела состоит в представлении ре-альной конструкции или ее части однородным анизотропным телом в виде прямоугольного параллелепипеда с внутренними источниками тепла, для которого находят эквивалентные коэффициенты теплопроводностей по осям координат, перпендикулярных граням параллелепипеда, λ_x, λ_y и λ_z . При известных коэффициентах теплопроводности и геометрических разме-рах однородного анизотропного тела l_x, l_y, l_z можно определить тепловое сопротивление R_0 между центром тела и его поверхностью. Формула для расчетов R_0 , полученная в результате решения дифференциального урав-нения теплопроводности, характеризующего температурное поле однород-ного анизотропного параллелепипеда, записывается в виде:

$$R_0 = Cl_z / (4\lambda_z l_x l_y), \quad (5.39)$$

где

$$C = f \left[(l_z/l_x)(\lambda_z/\lambda_x)^{1/2}, (l_z/l_y)(\lambda_z/\lambda_y)^{1/2} \right]$$

коэффициент, характеризующий форму однородного анизотропного тела, значение которого обычно представляют графически (рис.).



Графики построены для определенных условий выбора направлений осей координат однородного тела. Такими условиями являются неравенства:

$$l_z < l_x (\lambda_z / \lambda_x)^{1/2}, \quad l_z < l_y (\lambda_z / \lambda_y)^{1/2}.$$

Знание R_0 позволяет найти температуру в центре однородного тела как

$$t_0 = t_s + R_0 P,$$

где t_s - температура на поверхности тела, P - суммарный тепловой поток внутренних источников тепла

Тепловыми моделями в виде однородного анизотропного тела могут быть представлены конструкции, отвечающие ряду требований:

- предпочтительная форма конструкции - прямоугольный параллелепипед,
- равномерное распределение внутренних источников тепла,
- регулярность структуры конструкции, т.е. конструкция должна состоять из однотипных радиоэлементов, расположенных в правильном порядке.

В задачах анализа тепловых режимов конструкций РЭС моделью однородного анизотропного тела обычно представляют нагретую зону конструкции. Определение по формуле (5.39) теплового сопротивления R_0 между центром и поверхностью нагретой зоны позволяет найти температуру t_0 центра нагретой зоны как самой "горячей" точки конструкции. Знание этой

температуры уже достаточно для объективной оценки теплового режима. Однако возможности метода существенно расширяются, если воспользоваться приближенной формулой, позволяющей определить тепловое сопротивление между любой внутренней точкой однородного анизотропного параллелепипеда и его поверхностью

$$R_{0j}=R_0(1-l_j^2/L_j^2), \quad (5.41)$$

где l_j - расстояние между центром параллелепипеда и точкой j , L_j - расстояние между центром параллелепипеда и его поверхностью по прямой, проходящей через точку j .

Если с j -ой точкой нагретой зоны связано положение некоторого радиоэлемента, то (5.41) позволяет найти его температуру как

$$t_{0j}=t_s+R_{0j}P$$

Экспериментальный метод теплового моделирования заключается в создании макета конструкции РЭС, воспроизводящего процесс теплообмена реальной конструкции. Степень приближения макета к конструкции зависит от конкретной задачи исследования. Так например, для моделирования температурного поля кожуха блока нет необходимости в создании на макете структуры нагретой зоны.

На макете можно изучить динамику тепловых процессов, а также снять распределение температур в пределах конструкции в стационарном режиме.

Измерение температур производится с помощью температурных датчиков, установленных в различных точках макета. Датчики должны иметь малую теплоемкость и, следовательно, массу и объем, по возможности широкий диапазон измеряемых температур и линейную характеристику. В качестве температурных датчиков могут использоваться терморезисторы, термопары и обратно смещенные р-п переходы полупроводниковых приборов (диоды и транзисторы в диодном включении). Однако предпочтение отдается термопарам, выполненным из микропровода. Схема измерения температуры с помощью термопар, приведена на рис.5.21. Применяется встречное включение двух термопар, что дает возможность произвести измерение перегрева $\Delta t_j=t_j-t_c$.

5.22. Методы расчета тепловых режимов конструкций РЭС

Для конструкций РЭС наиболее жестким является стационарный тепловой режим, когда температуры и перегревы в конструкции достигают максимальных значений. Поэтому одной из основных задач расчета показателей теплового режима является определение температур в некоторых критических точках конструкции или построение тепловой характеристики.

Как уже отмечалось, под тепловой характеристикой конструкций РЭС в стационарном режиме понимают зависимость температуры или перегрева j -ой точки (области конструкции от теплового потока при заданной температуре окружающей среды t_c

$$t_j = t_c + f(P), \Delta t_j = t_j - t_c = f(P).$$

При передаче тепла теплопроводностью, конвекцией и излучением

$$\Delta t_j = P / \sigma_\Sigma$$

где $\sigma_\Sigma = \sigma_T + \sigma_K + \sigma_L$ - эквивалентная тепловая проводимость между j -ой точкой конструкции и окружающей средой.

Ввиду того, что составляющие σ_Σ зависят как от температуры t_j так и от температуры окружающей среды t_c , то задача расчета t_j и Δt_j в общем случае является неопределенной. Для исключения неопределенности используются специальные приемы, положенные в основу трех методов расчета показателей теплового режима: метода последовательных приближений, метода тепловой характеристики и коэффициентного метода.

Метод последовательных приближений представляет собой итеративный процесс установления соответствия с некоторой наперед заданной точностью между температурой t_j или перегревом Δt_j , эквивалентной тепловой проводимостью σ_Σ и тепловым потоком P .

Начальное значение перегрева $\Delta t'_j$ (температуры t'_j) j -ой точки или области конструкции задают произвольно, после чего находят σ'_Σ и расчетное значение перегрева $\Delta t'_{jp}$ (температуры t'_{jp}) в первом приближении

$$\Delta t'_{jp} = P / \sigma'_\Sigma; t'_{jp} = t_c + P / \sigma'_\Sigma.$$

При выполнении неравенства $|\Delta t'_j - \Delta t'_{jp}| \leq \delta$, где $\delta = (1...2)^\circ\text{C}$ за истинное значение перегрева принимают t'_j или t'_{jp} . Если неравенство не выполняется, расчет повторяется во втором приближении при $\Delta t''_j = \Delta t'_{jp}$.

Более подробно порядок решения задачи можно представить следующим образом:

- задают значение перегрева $\Delta t'_j$ в первом приближении;
- для среднего значения температуры окружающей среды $t'_{cp} = 0.5[t_c + (t_c + \Delta t'_j)]$ с помощью критериальных уравнений или по номограмме определяют конвективный коэффициент теплопередачи α'_k ;
- для температуры $t'_j = t_c + \Delta t'_j$ находят коэффициент теплопередачи излучением α'_l ;
- определяют коэффициент теплопередачи теплопроводностью α_t и эквивалентную тепловую проводимость $\sigma'_\Sigma = \alpha_t S_{cp} + \alpha'_k S + \alpha'_l S$, где S - площадь поверхности теплообмена;
- находят расчетное значение перегрева для заданного теплового потока $\Delta t'_{jp} = P / \sigma'_\Sigma$;
- проверяется условие $|\Delta t'_j - \Delta t'_{jp}| \leq \delta$, где δ - допустимое отклонение расчетного значения перегрева от принятого в первом приближении; если неравенство не выполняется, то повторяют расчет во втором приближении при $\Delta t''_j = \Delta t'_{jp}$.

Количество приближений зависит от величины δ и того, насколько удачно задано значение перегрева в первом приближении.

Метод тепловой характеристики состоит в построении по расчетным данным зависимости $\Delta t_j = f(P)$, по которым для любого значения теплового потока P можно найти перегрев и температуру j -ой точки или области конструкции.

Для построения тепловой характеристики задаются произвольным значением перегрева $\Delta t'_j$, как и в методе последовательных приближений, находят эквивалентную тепловую проводимость между j -ой точкой и окружающей средой σ'_Σ , затем - тепловой поток $P' = \sigma'_\Sigma \Delta t'_j$, который способна рассеять конструкция при данных условиях теплообмена. Значения $\Delta t'_j$ и P' являются координатами одной точки, лежащей на тепловой характеристике, второй точкой служит начало координат. Таким образом, тепловая характеристика представляет собой прямую, проходящую через начало координат и точку с координатами $\Delta t'_j$ и P' (рис.5.22). По тепловой характеристике может быть найден перегрев и температура j -ой точки или области конструкции при любом заданном значении теплового потока.

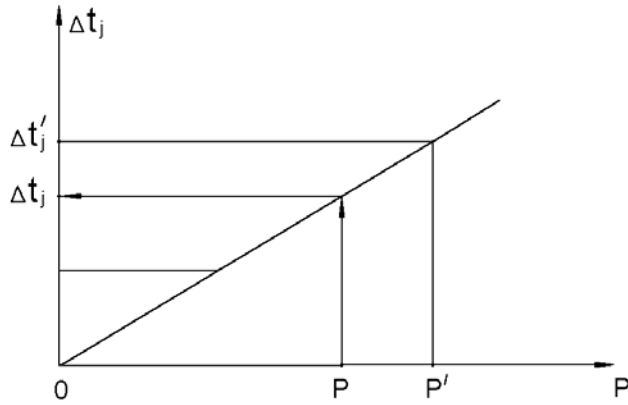


Рис. 5.22

Исследования показывают, что тепловые режимы РЭС характеризуются достаточно высокой стабильностью и зависят от ряда факторов, относящихся к самой конструкции (геометрические размеры, коэффициент заполнения, структура нагретой зоны, значение теплового потока) и условиям эксплуатации (температура и давление окружающей среды).

Изучение влияния на показатели теплового режима определяющих факторов на физических и теоретических тепловых моделях конструкций при изменении факторов в широких пределах позволило установить закономерности, положенные в основу методики расчета тепловых режимов конструкций РЭС определенных классов.

Математической базой методики служат следующие выкладки. Пусть для некоторой типовой конструкции при номинальных значениях определяющих параметров $X_{01}, X_{02}, \dots, X_{0n}$ тепловая характеристика имеет вид:

$$t_0 = t_0(X_{01}, X_{02}, \dots, X_{0n}).$$

При бесконечно малых изменениях каждого параметра показатель теплового режима получит приращение

$$dt_0 = \sum_{i=1}^n \frac{\partial t_0}{\partial x_{0i}} dx_{0i}$$

или в конечных приращениях

$$\Delta t_0 = \sum_{i=1}^n A_i \Delta x_{0i} = \sum_{i=1}^n \Delta t_{0i}$$

где A_i - коэффициент влияния параметра X_{0i} на показатель теплового режима, Δt_{0i} - приращение показателя теплового режима, обусловленное изменением параметра X_{0i} .

Новое значение показателя теплового режима можно представить в виде

$$t=t_0+\Delta t_0=t_0(1+\Sigma\Delta t_{0i}/t_0)$$

При условии, что $\Delta t_{0i}/t_0 \ll 1$,

$$t=t_0 \cdot \Pi(1+\Delta t_{0i}/t_0)=t_0 \cdot \Pi(t_0+\Delta t_{0i})/t_0 .$$

Ввиду того, что $t_0+\Delta t_{0i}=t_i$ - значение показателя теплового режима при изменении параметра x_{0i} , а отношение $t_i/t_0=K_i$ - парциальный коэффициент показателя, то

$$t=t_0 \cdot \Pi K_i .$$

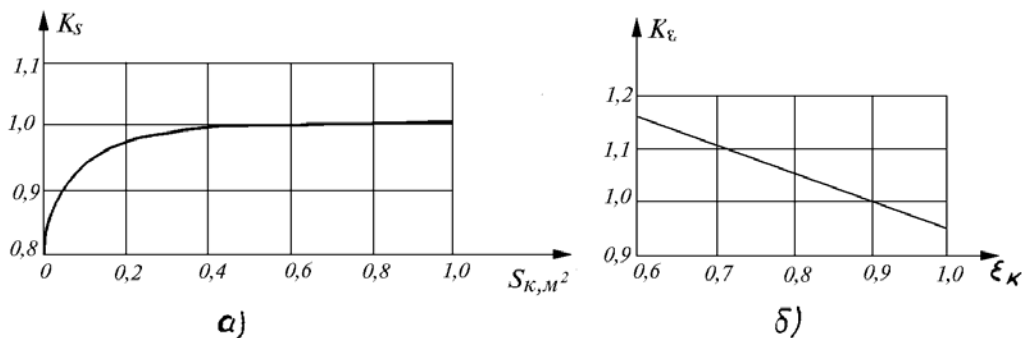
В виду того, что одним из основных показателей теплового режима является температурный перегрев, то используемое в коэффициентном методе расчетное соотношение записывается в виде:

$$\Delta t=\Delta t_0 \cdot \Pi K_i .$$

Начальное значение перегрева Δt_0 определяют по тепловой характеристике для типовой конструкции. Тепловая характеристика строится в координатах Δt и поверхностной плотности теплового потока $P_s=P/S$ где S - площадь поверхности теплообмена.

Значения коэффициентов K_i обычно даются в виде графиков зависимостей от того или иного определяющего параметра.

На рис.5.24 приведены графики для определения коэффициентов площади поверхности теплообмена конструкции K_s (а), степени черноты поверхности K_ϵ (б) и давления окружающей среды K_H (в) .



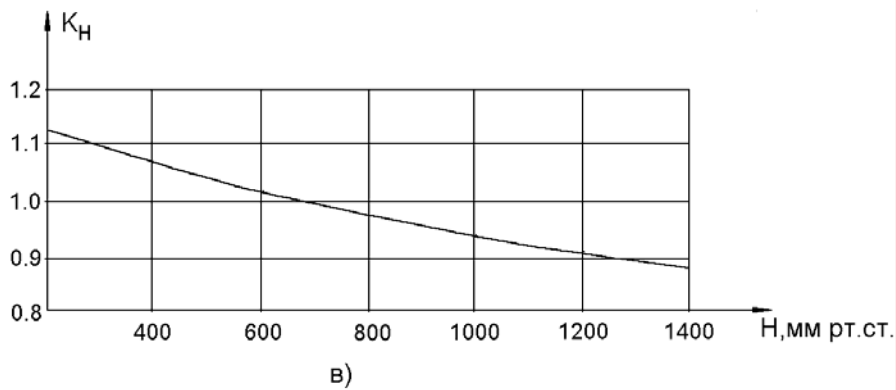
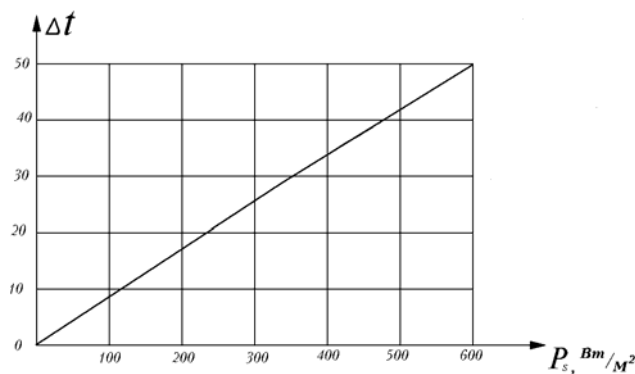


Рис. 5.24

На рис.5.25 дана тепловая характеристика типовой конструкции.



При использовании коэффициентного метода следует иметь в виду, что область его применения ограничивается тем классом конструкций, для которых определены коэффициенты.

5.3 Системы охлаждения конструкций РЭС

5.3.1. Классификация и эффективность систем охлаждения

Системой охлаждения называется совокупность устройств и конструктивных элементов, используемых для уменьшения локальных и общих перегревов.

Системы охлаждения принято классифицировать по способу передачи тепла, виду теплоносителя и характеру контакта теплоносителя и источника тепла.

В зависимости от способа передачи тепла и вида теплоносителя системы охлаждения подразделяют на конструктивные, воздушные, жидкостные, испарительные, комбинированные.

В зависимости от характера контакта теплоносителя и источника тепла различают: системы охлаждения прямого и косвенного действия.

Кроме того, все системы охлаждения принято делить на системы общего и локального назначения, с замкнутым (теплоноситель циркулирует в

системе охлаждения) и разомкнутым (теплоноситель выбрасывается из системы охлаждения) циклом.

Воздушные системы охлаждения в свою очередь подразделяются на системы естественного воздушного охлаждения, системы охлаждения с естественной вентиляцией и системы принудительного воздушного охлаждения.

Жидкостные и испарительные системы охлаждения также делятся на системы естественного жидкостного (испарительного) охлаждения и системы принудительного жидкостного (испарительного) охлаждения.

Особый класс представляют собой системы охлаждения, основанные на использовании эффекта Пельтье.

Эффективность системы охлаждения может быть оценена поверхностной плотностью теплового потока, уносимого теплоносителем из РЭС. Для различных систем охлаждения плотность теплового потока характеризуется следующими величинами (табл.5.7).

Таблица 5.7

Вид системы охлаждения	Плотность теплового потока Р
Естественное воздушное охлаждение	0.2
Принудительное воздушное охлаждение	1.0
Жидкостные системы охлаждения	20
Испарительные	200

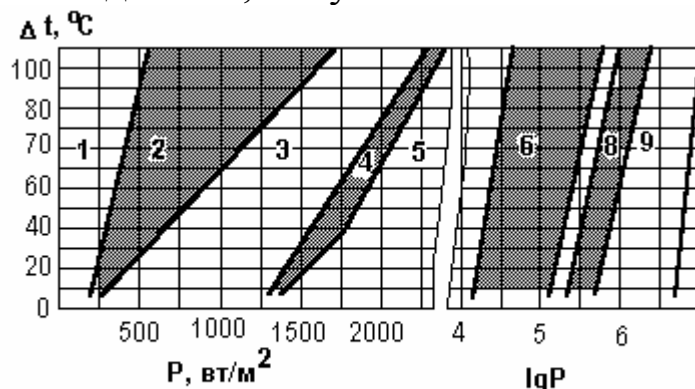
5.3.2.Выбор способа охлаждения на ранних стадиях разработки

Ввиду того, что способ (система) охлаждения в значительной мере определяет структуру конструкции РЭС, то уже на ранних стадиях разработки важно правильно выбрать способ охлаждения. Выбранный способ охлаждения должен обеспечить нормальный тепловой режим конструкции РЭС.

Если в выборе способа охлаждения будет допущена ошибка, то труд большого коллектива разработчиков окажется напрасным, а сроки разработки конструкции и ее стоимость существенно возрастут. Поскольку на ранних стадиях разработчики располагают минимальной информацией о конструкции, то становится очевидной ответственность и одновременно сложность задачи выбора системы охлаждения.

Начальное представление о способе охлаждения можно составить по данным табл.5.7. Однако при решении практических задач выбор системы охлаждения производится по графикам рис.5.25, которые ограничивают области целесообразности применения того или иного способа охлаждения.

Эти области построены по результатам обработки статистических данных о показателях тепловых режимов реальных конструкций РЭС, расчетов показателей тепловых режимов по тепловым моделям и экспериментальных данных, полученных на макетах.



Исходными данными для выбора системы охлаждения служат: - тепловой поток P , рассеиваемый конструкцией,

- диапазоны возможного изменения температуры окружающей среды $t_{c \min} \dots t_{c \max}$,

- пределы изменения давления окружающей среды $H_{\max} \dots H_{\min}$,

- допустимые рабочие температуры элементов $t_{i,}$

- геометрические размеры корпуса конструкции L_x, L_y, L_z ,

- коэффициент заполнения объема конструкции k_3 ,

- время непрерывной работы конструкции τ .

Перечисленные исходные данные, за исключением коэффициента заполнения конструкции обычно указываются в техническом задании на разработку и известны. Коэффициент заполнения может быть выбран на основе опыта конструирования подобных РЭС.

Поскольку графики рис.5.25 справедливы лишь для стационарного режима, то знание времени непрерывной работы необходимо для определения режима.

Пределы изменения давления окружающей среды задают условия, при которых тепловой режим является наиболее тяжелым.

Основным показателем, определяющим области целесообразного применения способа охлаждения на рис.5.25, служит величина плотности теплового потока

$$P_s = P \cdot k_n / S_k,$$

где k_n - коэффициент, учитывающий давление окружающей среды, $S_k = 2[L_x L_y + (L_x + L_y)L_z k_3]$ - площадь поверхности теплообмена, k_n - коэффициент, учитывающий давление окружающей среды.

Вторым показателем является допустимый перегрев в конструкции

$$\Delta t_{\text{доп}} = t_{\text{min}} - t_c$$

где t_{min} - допустимая рабочая температура наименее теплостойкого радиоэлемента, t_c - температура окружающей среды.

Для естественного воздушного охлаждения $t_c = t_{c \text{ max}}$, т.е. соответствует максимальной температуре окружающей среды, заданной в ТЗ. Для принудительного охлаждения $t_c = t_{\text{вх}}$, т.е. соответствует температуре воздуха (жидкости) на входе системы охлаждения.

Значения P_s и Δt представляют собой координаты точки, попадающей в одну из областей на рис.5.25, каждой из которых соответствует один или несколько способов охлаждения.

Незаштрихованные области на рис.5.25 относятся к следующим способам охлаждения: 1 - естественное воздушное охлаждение, 3 - принудительное воздушное охлаждение, 5 - принудительное жидкостное охлаждение, 9 - принудительное испарительное охлаждение.

Заштрихованные области допускают использование нескольких способов охлаждения: 2 - естественное и принудительное воздушное, 4 - принудительное воздушное и жидкостное, 6 - принудительное жидкостное и естественное испарительное, 7 - принудительное жидкостное, принудительное и естественное испарительное, 8 - естественное и принудительное испарительное.

Графики на рис.5.25, соответствующие $\Delta t > 100^\circ\text{C}$ используются для выбора способа охлаждения больших элементов (трансформаторов, дросселей, транзисторов на радиаторах и т.п.), поскольку допустимые температуры их поверхностей относительно высоки. Нижние кривые применяются для выбора способа охлаждения блоков и устройств РЭС.

Если показатели P_s и $\Delta t_{\text{доп}}$ для конкретной РЭА (МЭА) попадают в незаштрихованные области рис.5.25, то способ охлаждения определяется однозначно.

Для заштрихованных областей, где возможно использование двух или трех различных способов охлаждения, задача выбора того или иного способа усложняется. Чтобы найти правильное решение необходимо воспользоваться вероятностными кривыми, которые связывают показатели P_s , $\Delta t_{\text{доп}}$ и вероятности обеспечения заданного теплового режима при различных условиях теплообмена. Для области 2 (воздушное охлаждение) вспомогательные вероятностные графики приведены в [].

Если геометрические размеры конструкции не заданы, то площадь поверхности теплообмена можно найти приближенно, используя сведения об элементной базе конструкции и коэффициенты дезинтеграции массы или объема. Задача сводится к ориентировочному определению объема конструкции, через который вычисляется площадь поверхности. Один из возможных путей решения задачи рассматривается ниже. через массу радиоэлементов $m_{эл}$ и коэффициент дезинтеграции массы находят массу конструкции $m_k = q_m m_{эл}$, затем определяют объем конструкции $V_k = m_k / m_0$, где m_0 - плотность конструкции, и площадь поверхности корпуса $S_k = 6(V_k)^{2/3}$. Если известны данные о суммарном установочном объеме радиоэлементов $V_{эл}$, то объем конструкции $V_k = q_v V_{эл}$, где q_v - коэффициент дезинтеграции объема.

5.5.1. Тепловое моделирование и расчет теплового режима конструкции РЭС с источниками тепла, распределенными в объеме

К данному классу относятся конструкции блоков книжного, веерного и разъемного типов. Общим для названных конструкций является то, что нагретая зона представляет собой объем, занимаемый собранными в блок функциональными ячейками (ФЯ). Самая "горячая" точка конструкций - центр нагретой зоны.

Схематическое изображение конструкции приведено на рис.5.36,а. Блок функциональных ячеек (нагретая зона) 2 размещен в корпусе 1 и закрепляется на корпусе с помощью установочных элементов (бобышек, втулок, кронштейнов, угольников и др.) 3

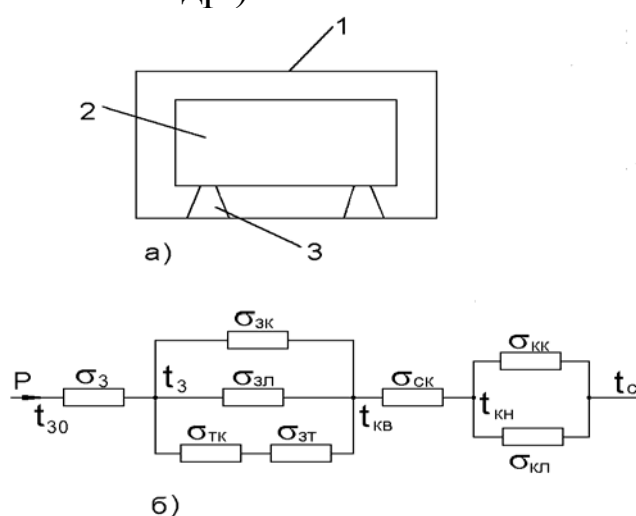


Рис. 5.36

При построении тепловой модели применяются следующие допущения:

- нагретая зона является однородным анизотропным телом,
- источники тепла в нагретой зоне расположены равномерно,
- поверхности нагретой зоны и корпуса - изотермические со среднеповерхностными температурами t_3 , $t_{квн}$, $t_{кн}$.

Тепло от центра нагретой зоны с температурой t_{30} теплопроводностью (эквивалентная тепловая проводимость σ_3) выводится на поверхность нагретой зоны.

С поверхности нагретой зоны посредством конвективной ($\sigma_{3к}$) и лучевой ($\sigma_{3л}$) теплопередачи через воздушные прослойки, теплопроводностью контакта нагретая зона - установочные элементы ($\sigma_{тк}$) и самих установочных элементов ($\sigma_{зт}$) тепло передается на внутреннюю поверхность корпуса. За счет теплопроводности стенок ($\sigma_{ск}$) тепло выводится на наружную поверхность корпуса, откуда конвекцией ($\sigma_{кк}$) и излучением ($\sigma_{кл}$) переносится в окружающее пространство. Тепловая схема, отражающая процесс теплообмена в конструкции, приведена на рис.5.36,б. Критериальной оценкой теплового режима конструкций является температура в центре нагретой зоны t_{30} . Как следует из тепловой схемы рис. 5.36,б

$$t_{30} = t_3 + P/\sigma_3$$

$$t_3 = t_{квн} + P / \{ \sigma_{3к} + \sigma_{3л} + [\sigma_{тк} \cdot \sigma_{зт} / (\sigma_{тк} + \sigma_{зт})] \}$$

$$t_{квн} = t_{кн} + P/\sigma_{ск}$$

$$t_{кн} = t_c + P(\sigma_{кк} + \sigma_{кл}).$$

где P - тепловой поток, рассеиваемый конструкцией

$$\sigma_3 = 4\lambda_z l_x l_y / C l_z$$

- тепловая проводимость нагретой зоны от центра к ее поверхности,
 λ_z - эквивалентный коэффициент теплопроводности нагретой зоны по направлению z ; l_x , l_y , l_z - приведенные геометрические размеры нагретой зоны по соответствующим направлениям, осей координат, C - коэффициент формы нагретой зоны, определяемый по графикам рис.П.5.1;

$$\sigma_{3к} = (k_{п} \lambda_{в} / l_{ср}) (S_3 + S_{квн})/2$$

- конвективно-кондуктивная тепловая проводимость между нагретой зоной и внутренней стенкой корпуса, k_{Π} - поправочный коэффициент на конвективный теплообмен в условиях ограниченного пространства; $\lambda_{\text{в}}$ - коэффициент теплопроводности воздуха для среднего значения температуры воздуха в прослойке, $l_{\text{ср}}$ - среднее расстояние между нагретой зоной и кожухом, S_3 - площадь поверхности нагретой зоны, $S_{\text{квн}}$ - площадь внутренней поверхности корпуса;

$$\sigma_{3\text{л}} = \alpha_{\text{л}} S_3$$

- тепловая проводимость теплопередачи от нагретой зоны к внутренней стенке корпуса излучением, $\alpha_{\text{л}}$ - коэффициент теплопередачи излучением; $\sigma_{\text{тк}}$ - тепловая проводимость контакта между нагретой зоной и установочными элементами;

$$\sigma_{3\text{т}} = (n\lambda / l) S_{\text{ср}}$$

- тепловая проводимость установочных элементов, n - число элементов, λ - коэффициент теплопроводности материала, l - длина установочных элементов по направлению теплового потока, $S_{\text{ср}}$ - площадь средней изотермической поверхности, перпендикулярной направлению теплового потока,

$$\sigma_{\text{ск}} = (\lambda_{\text{ск}} / \delta_{\text{ск}}) (S_{\text{квн}} + S_{\text{кн}}) / 2$$

- тепловая проводимость стенок кожуха, $\lambda_{\text{ск}}$ - коэффициент теплопроводности материала корпуса, $\delta_{\text{ск}}$ - толщина стенки, $S_{\text{квн}}$, $S_{\text{кн}}$ - площади внутренней и наружной поверхностей корпуса;

$$\sigma_{\text{кк}} = \alpha_{\text{к}} S_{\text{кн}}$$

- тепловая проводимость от наружной поверхности корпуса к среде для конвективной теплопередачи, $\alpha_{\text{к}}$ - коэффициент теплопередачи;

$$\sigma_{\text{кл}} = \alpha_{\text{л}} S_{\text{кн}}$$

- тепловая проводимость от наружной стенки корпуса к среде для теплопередачи излучением, $\alpha_{\text{л}}$ - коэффициент теплопередачи излучением.

Расчет показателей теплового режима блоков может быть выполнен методов последовательных приближений или тепловой характеристики. В ориентировочных расчетах для определения тепловой проводимости σ_z от центра нагретой зоны к ее поверхности можно воспользоваться [] усредненным значением эквивалентных коэффициентов теплопроводности нагретой зоны: $\lambda_x = \lambda_z = 0.35 \text{ Вт/м}^\circ\text{с}$, $\lambda_y = 0.09 \text{ Вт/(м}^\circ\text{с)}$. Оси координат Ox и Oz лежат в плоскости плат функциональных ячеек. ось Oy - перпендикулярна плоскостям плат.

Для условий теплообмена в ограниченном пространстве коэффициент теплопередачи излучением алз может быть принят равным $7 \text{ Вт/(м}^2\text{с)}$. При малой толщине степени ($\delta_{\text{ск}} = 1.5 \dots 2 \text{ мм}$) тепловым сопротивлением стенок корпуса, выполненного из металлических сплавов с высоким коэффициентом теплопроводности, обычно пренебрегают. Однако если используется корпус из пластмассы, то тепловую проводимость стенок $\sigma_{\text{ск}}$ необходимо учитывать.

Для определения конвективного α_k и лучевого α_l коэффициентов теплопередачи в условиях неограниченного пространства (теплообмен между наружной стенкой корпуса и окружающей средой) можно воспользоваться монограммами рис.5.9 и рис.5.10. 5.5.2.

5.5.3 Тепловое моделирование и расчет теплового режима блока цифрового РЭС на микросборках

Блоки цифровых РЭС на микросборках обычно выполняются в виде конструкций книжного типа (рис.). Нагретая зона микроблока состоит из функциональных ячеек на металлических рамках, выполняющих функции несущих элементов конструкции и кондуктивных стоков.

Процессы теплообмена можно представить тепловой моделью конструкций с источниками тепла, распределенными в объеме (см. раздел 5.5.1).

Однако при определении тепловой проводимости между центром и поверхностью нагретой зоны σ_z в конструкции ФЯ блока (см. рис.5.40) свойство "дальнего порядка" частично нарушается, поскольку не все элементы конструкции имеют одинаковые геометрические формы, не выполняется требование периодичности их размещения. Поэтому параметры модели нагретой зоны в виде однородного анизотропного тела получают на основе выбора в качестве элементарной тепловой ячейки функциональной ячейки микроблока (система с "ближним порядком").

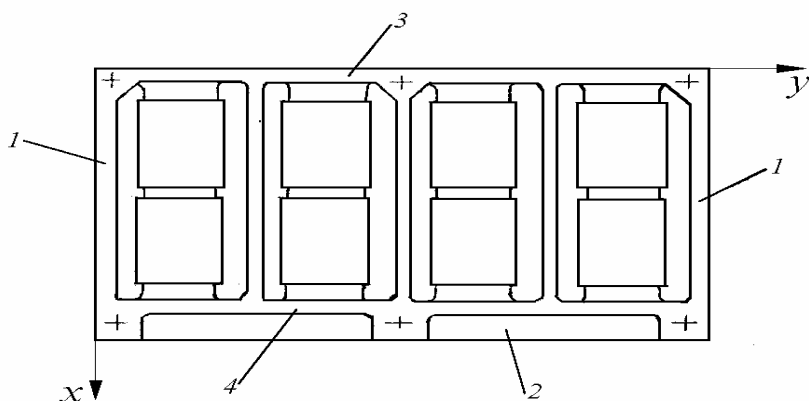


Рис 5.40

Как видно из рис.5.40 тепло по направлению X в конструкции ФЯ передается преимущественно через боковые ребра жесткости рамки 1 и печатную плату 2. Другие элементы конструкции, обладающие относительно высокими коэффициентами теплопроводности, включены последовательно с воздушными прослойками ($\lambda_{\text{в}}=0,025 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$).

Аналогичен механизм передачи тепла через элементы конструкции ФЯ в направлении Y. Основными цепями переноса тепла являются верхнее 3 и нижнее 4 ребра жесткости рамки.

По направлению Z тепло в пределах ФЯ передается через винты, стягивающие ячейки в пакет, и через ребра жесткости рамки 1 и 3, по которым осуществляется тепловой контакт между ячейками в пакете.

Таким образом, тепловые проводимости ФЯ по направлениям осей координат:

$$\sigma_{\text{яx}}=2\lambda_{\text{р}}S_{\text{р1}}/l_{\text{р1}}; \sigma_{\text{яy}}=\lambda_{\text{р}}(S_{\text{р3}}+S_{\text{р4}})/l_{\text{р3}},$$

$$\sigma_{\text{яз}}=(\lambda_{\text{вн}}S_{\text{вн}}+\lambda_{\text{р}}S_{\text{кнр}})/l_{\text{вн}}$$

где $\lambda_{\text{р}}$ - коэффициент теплопроводности материала рамки, $S_{\text{р1}}$, $S_{\text{р2}}$, $S_{\text{р3}}$ - площади поперечного сечения соответствующих ребер жесткости рамки, $l_{\text{р1}}$, $l_{\text{р3}}$ - длина ребер жесткости, $\lambda_{\text{вн}}$ - коэффициент теплопроводности материала стягивающих винтов, $S_{\text{вн}}$ - суммарная площадь поперечного сечения винтов, $S_{\text{кнр}}$ - площадь теплового контакта между рамками ФЯ, $l_{\text{вн}}$ - длина винта в пределах рамки или высота рамки.

Тепловые проводимости нагретой зоны по направлениям осей координат

$$\sigma_{\text{zx}}=m\sigma_{\text{яx}}, \sigma_{\text{zy}}=m\sigma_{\text{яy}}, \sigma_{\text{zz}}=\sigma_{\text{яз}}/m,$$

где m - число функциональных ячеек в блоке.

Эквивалентные коэффициенты теплопроводности нагретой зоны по направлениям координат:

$$\lambda_x = \sigma_{zx} l_x / l_y l_z ; \quad \lambda_y = \sigma_{zy} l_y / l_x l_z ; \quad \lambda_z = \sigma_{zz} l_z / l_x l_y ,$$

$$l_{xo} = l_x \sqrt{\lambda_o / \lambda_x}, \quad l_{yo} = l_y \sqrt{\lambda_o / \lambda_y}$$

где l_x, l_y, l_z - геометрические размеры нагретой зоны по направлениям координат.

Эквивалентные размеры нагретой зоны для

$$l_z = l_o, \quad l_{zo} = l_z$$

Через отношения l_z / l_{xo} и l_z / l_{yo} по графикам рис.П.5.1 находят коэффициент формы нагретой зоны C после чего можно определить тепловую проводимость между центром и поверхностью нагретой зоны $\sigma_3 = 4 l_z l_x l_y / C l_z$.

5.5.4. Тепловое моделирование и расчет теплового режима конструкций РЭС с расположенными в плоскости

Модель распространяется на конструкции блоков и модулей РЭС, выполненных на одной плате, закрепленной на кожухе. Упрощенное изображение конструкции приведено на рис.5.41,а тепловая схема - на рис.5.41,б. Особенностью таких конструкций является распределение источников тепла в одной плоскости. Механизм теплообмена и тепловая модель в целом аналогичны конструкциям РЭС с источниками тепла, распределенными в объеме (см.рис.5.36,а).

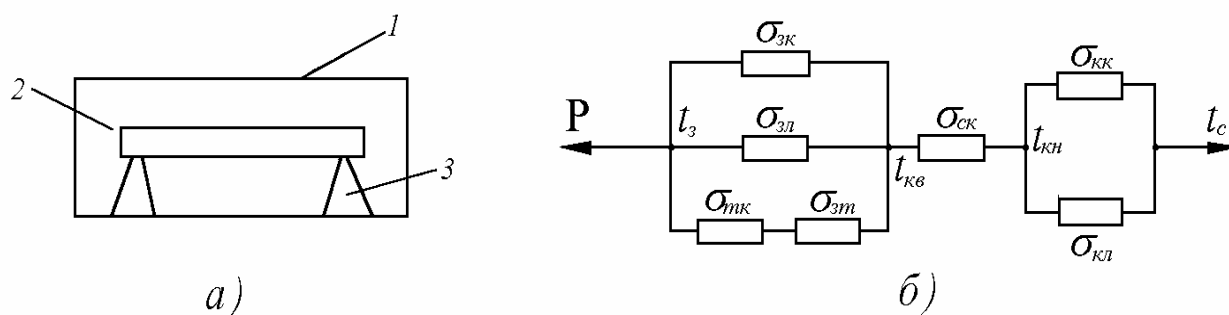


Рис 5.41

Однако размещение тепловыделяющих элементов в плоскости дает возможность при оценке теплового режима ограничиваться расчетом среднеповерхностной температуры нагретой зоны t_z , которая с небольшой погрешностью может быть принята в качестве характеристики теплового режима элементов. Структура тепловых проводимостей на тепловых схемах рис.5.36,б и рис.5.41,б полностью совпадают.

5.5.5. Тепловое моделирование и расчет теплового режима конструкций РЭС с естественной вентиляцией

Естественная вентиляция в конструкциях организуется путем перфорации кожухов, что обеспечивает естественное подтекание холодного воздуха к тепловыделяющим элементам и, тем самым, повышает эффективность теплообмена.

Интенсивность свободной конвекции с притоком воздуха извне характеризуется коэффициентом перфорации

$$K_{\Pi} = S_{\text{вх}} / (L_1 L_2),$$

где $S_{\text{вх}}$ - суммарная площадь отверстий в нижней стенке кожуха на входе в блок, L_1, L_2 - геометрические размеры стенки.

Обычно коэффициент перфорации $K_{\Pi} = 0,05 \dots 0,1$. Входные и выходные отверстия в кожухе выполняются напротив нагретой зоны плат, причем суммарная площадь выходных отверстий в 1,5...2 раза больше $S_{\text{вх}}$.

Показатели теплового режима блока с перфорированным кожухом могут быть найдены, если известны показатели для блока с естественным воздушным охлаждением без притока воздуха:

$$\Delta t_{\text{зоЕВ}} = C_{\Pi} \Delta t_{\text{зо}}; \quad \Delta t_{\text{зЕВ}} = C_{\Pi} \Delta t_{\text{з}}; \quad \Delta t_{\text{кЕВ}} = C_{\Pi} \Delta t_{\text{к}},$$

где $\Delta t_{\text{зоЕВ}}, \Delta t_{\text{зо}}, \Delta t_{\text{зЕВ}}, \Delta t_{\text{з}}, \Delta t_{\text{кЕВ}}, \Delta t_{\text{к}}$ - перегревы центра нагретой зоны, поверхности нагретой зоны и поверхности кожуха для конструкций с перфорированным (ЕВ) и глухим кожухом, C_{Π} - поправочный коэффициент, являющийся функцией коэффициента перфорации.

График зависимости C_{Π} от коэффициента перфорации приведен на рис.5.42.

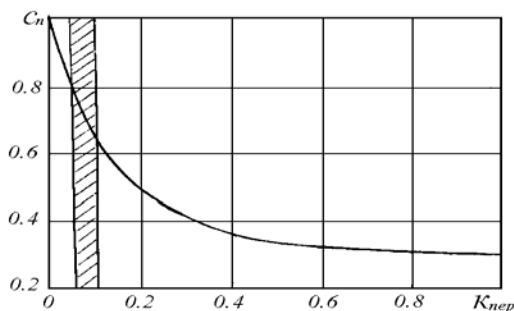


Рис 5.42

Таким образом, конструкции блоков с естественной вентиляцией можно представить тепловыми моделями блоков с глухими кожухами и после

расчета показателей теплового
естественную вентиляцию.

режима - ввести поправку на

5.5.6 Тепловое моделирование конструкций с тепловыделяющими элементами, размещенными на металлических основаниях

Данный класс конструкций объединяет конструкции аналоговой МЭА на микросборках. Типичный представитель - конструкции в корпусах типа "пенал". Упрощенное изображение конструкции представлено на рис.5.43,а.

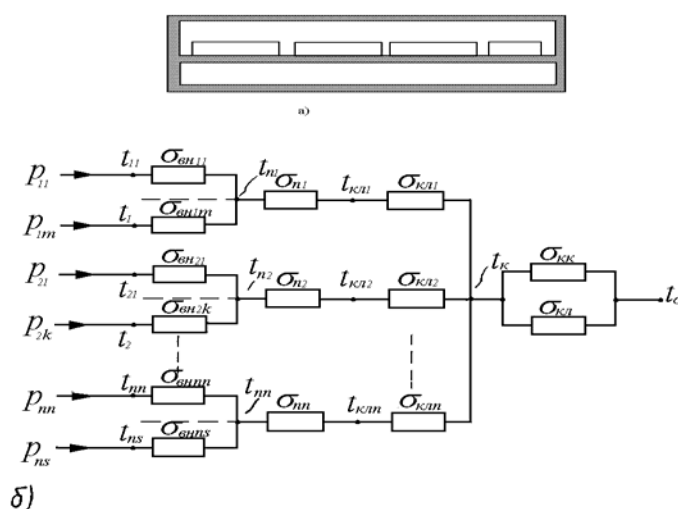


Рис 5.43

Бескорпусные микросборки 1 размещены на металлическом основании 2, которое устанавливается в корпус 3.

Характерная особенность конструкций - передача тепла от элементов микросборок к корпусу преимущественно теплопроводностью через внутреннюю тепловую проводимость тепловыделяющих элементов $\sigma_{вн}$, тепловую проводимость подложки микросборки $\sigma_{п}$ и проводимость клеевого соединения $\sigma_{кл}$ подложки микросборки и основания. Основание и корпус можно принять за изотермическую поверхность. Передача тепла с поверхности корпуса окружающей среде осуществляется конвекцией и излучением. При условии, что в пределах каждой из n микросборок отсутствует взаимное тепловое влияние между элементами (предусмотрены зоны тепловой защиты элементов) тепловая схема процесса теплообмена в конструкции может быть представлена в виде рис.5.43,б.

Критериальными оценками теплового режима конструкции является температура наиболее теплонагруженного или наименее теплостойкого элемента. Температура i -го элемента расположенного на j -ой подложке может быть найдена, как

$$t_{ij} = t_{nj} + P_{ij} / \sigma_{вн ij}$$

$$t_{nj} = t_k + \sum_{i=1}^m P_{ij} (1/\sigma_{nj} + 1/\sigma_{клj});$$

$$t_k = t_c + \sum_{j=1}^n P_j / (\sigma_{кк} + \sigma_{кл}),$$

где P_{ij} - тепловой поток элемента, P_j - суммарный тепловой поток, выделяемый элементами j -й микросборки, m - число элементов на подложке j -й микросборки, n - число микросборок.

Значения внутренних тепловых проводимостей для бескорпусных интегральных микросхем и транзисторов берут из технических условий на элементы или определяют по тепловой схеме рис.4.44,б. Исходя из способа установки кристалла на подложке (рис.5.44,а) тепло от активной области кристалла стекает на подложку 3 через кристалл 1 ($\sigma_{кр}$), слой клея 2 ($\sigma_{кл}$) и выводы 4 ($\sigma_{выв}$).

При известных геометрических размерах элементов и коэффициентах теплопроводности материалов определение проводимостей кондуктивной теплопередачи не вызывает затруднений.

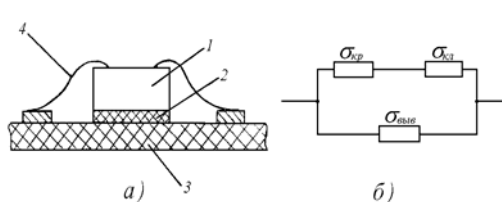


Рис 5.44