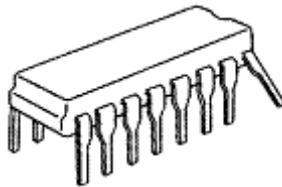


**А.В. Муратов
Н.В. Ципина**

**СПОСОБЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ
ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РЭС**

Учебное пособие



Воронеж 2007

ГОУВПО “Воронежский государственный
технический университет”

А.В. Муратов
Н.В. Ципина

СПОСОБЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РЭС

Утверждено Редакционно-издательским советом
университета в качестве учебного пособия

Воронеж 2007

УДК 621.3

Муратов А.В. Способы обеспечения тепловых режимов РЭС: учеб. пособие/ А.В. Муратов, Н.В. Ципина. Воронеж: ГОУВПО “Воронежский государственный технический университет”, 2007. 96 с.

В учебном пособии рассмотрена классификация систем обеспечения тепловых режимов РЭС, рассматриваются основные элементы систем охлаждения, основные закономерности стационарных и нестационарных температурных полей, излагаются особенности тепловых режимов РЭС, принцип работы тепловых труб, вихревых труб, термо-электрических охлаждающих устройств.

Издание соответствует требованиям Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению 210200 “Проектирование и технология электронных средств”, специальности 210201 “Проектирование и технология радиоэлектронных средств”, дисциплине “Автоматизированное проектирование печатных плат”.

Предназначено для студентов очной формы обучения.

Табл., 6. Ил. 42. Библиогр.: 10 назв.

Рецензенты: кафедра информационно-технического обеспечения органов внутренних дел Воронежского института МВД РФ (начальник кафедры д-р техн. наук, проф. В.И. Сумин);
д-р техн. наук, проф. В. М. Питолин

© Муратов А.В., Ципина Н.В.,
2007

© Оформление. ГОУВПО “Воронежский государственный технический университет”, 2007

ВВЕДЕНИЕ

На этапе конструкторского проектирования РЭС при выборе вариантов конструкции и компоновки наряду с задачами обеспечения монтажно-коммутационных требований, помехоустойчивости, технологичности и вибростойкости необходимо решать задачи обеспечения нормального теплового режима.

Применение новой элементной базы, позволяющей уменьшить массу и объем устройств, во многих случаях увеличивает удельные рассеиваемые мощности. Значительная часть потребляемой активными элементами электрической энергии превращается в тепловую, что повышает температуру конструкции в целом. Большинство элементов конструкции имеют температурно-зависимые свойства. Нормальное функционирование РЭС возможно лишь при условии поддержания температур ее элементов в определенных пределах. Изменения теплового режима оказывают влияние на характеристики элементов, и могут привести к возникновению физико-химических процессов, выводящих элемент из строя [4].

При обеспечении необходимого теплового режима РЭС основные трудности связаны с отводом тепла, т.е. охлаждением. Для охлаждения РЭС применяется множество способов. В процессе переноса тепловой энергии в РЭА существуют три способа передачи тепла: теплопроводность, конвекция и излучение. В зависимости от вида конвективного переноса тепловой энергии способы охлаждения РЭС часто разделяют на классы. При конвективном отводе тепла от РЭС используют теплоносители в различных фазовых состояниях, перемещение которых осуществляется естественным или принудительным образом. Учитывая тип и состояние теплоносителя, а также причину, вызвавшую его движение, способы охлаждения можно разделить на следующие основные классы: газовое (воздушное), жидкостное, испарительное, а также естественное и принудительное.

1 СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РЭС

Нормальный тепловой режим радиоэлектронных средств обеспечивается применением специальных устройств, получивших название систем обеспечения теплового режима (СОТР). Под СОТР понимается совокупность совместно используемых устройств, конструктивных элементов и рабочих веществ, обеспечивающих такой тепловой режим радиоэлектронного аппарата, когда температура отдельных радиодеталей и узлов его находится в диапазоне $\Delta T_{\text{ДОП}} = T_{\text{ДОП.max}} - T_{\text{ДОП.min}}$ при изменении температуры окружающей среды в пределах $\Delta T_{\text{С}} = T_{\text{С.max}} - T_{\text{С.min}}$.

Системы обеспечения теплового режима подразделяются на две большие группы – системы охлаждения и системы термостабилизации.

Системы охлаждения применяются, когда температура элементов превосходит $T_{\text{ДОП.max}}$ и от элементов (радиодеталей) необходимо отведать тепло или тогда, когда нормальное функционирование аппаратуры достигается при температуре отдельных её элементов, лежащей в области низких и сверхнизких температур (приёмники космических систем связи; приёмники излучения). Заметим, что к низким температурам относятся температуры до 173 К, к сверхнизким в диапазоне от 120 К до 173 К [9].

Системы термостабилизации применяются, когда требуется поддержание температуры отдельных узлов радиоэлектронных устройств (кварцевые температуры, гетеродины приёмников, датчики опорных частот и т.д.) в узком диапазоне – градусы, доли градусов. Поддержание температуры здесь достигается за счёт как стока так и притока тепловой энергии в терморегулируемый объём.

1.1 Классификация СОТР

Системы обеспечения тепловых режимов, наиболее часто применяемые в радиоэлектронных устройствах, можно классифицировать по ряду признаков (рис. 1.1), в частности:

- по допустимому диапазону температур элементов и узлов – на системы охлаждения и системы термостабилизации;

- по месту установки – на наземные, корабельные, самолётные, ракетные, космические;

- по роду рабочего вещества (теплоносителя) – на воздушные (газовые), жидкостные, испарительные;

- по основному виду теплопередачи – на конвективные (которые в свою очередь подразделяются на системы с естественной и вынужденной конвекцией), кондуктивные, у которых отвод тепла осуществляется за счёт теплопроводности и системы, основанные на фазовых превращениях рабочего тела (кипение, плавление, сублимация);

- по характеру контакта теплоносителя с источником тепла- на системы прямого и косвенного действия. В системах прямого действия теплоноситель непосредственно омывает источник тепла, в системах косвенного действия теплоноситель и источник тепла связаны через элементы конструкции или через специальные тепловые мосты;

- по охвату узлов радиоэлектронного устройства – на общие и локальные; в последнем случае охлаждаются отдельные теплонагруженные элементы (узлы) аппарата;

- по связи теплоносителя с окружающей средой – на замкнутые и разомкнутые: в разомкнутых системах отработанный (нагретый) теплоноситель удаляется из системы и больше не используется; в системах, работающих по замкнутому циклу, нагретый теплоноситель охлаждается и вновь используется, в этом случае система должна иметь дополнительный контур для охлаждения теплоносителя, которое осуществляется в специальном теплообменнике;

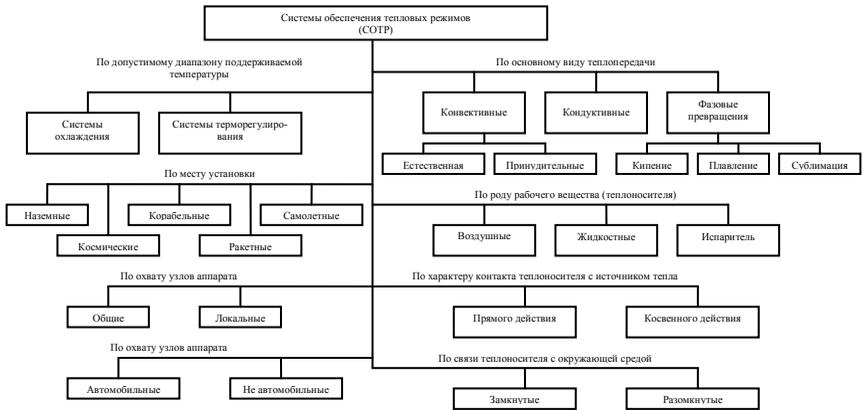


Рис. 1.1 Классификация систем обеспечения тепловых режимов РЭС

- по связи с объектом размещения – на автономную и неавтономную.

Приведённая классификация не является полной, однако она отражает основные характерные черты СОТР.

1.2 Системы охлаждения РЭС

Рассмотрим наиболее часто применяемые системы охлаждения РЭС.

1.2.1 Воздушные системы охлаждения

Воздушное охлаждение в радиоэлектронных аппаратах самого различного назначения и места установки находит очень широкое применение. Это объясняется его простотой и экономичностью. Применяется как естественное, так и принудительное воздушное охлаждение.

Охлаждение при естественной конвекции обеспечивает плотность теплового потока, отводимого от аппарата до 200 Вт/м^2 . Для интенсификации теплообмена применяется ряд мер, в частности:

- перфорируется кожух аппарата, применяются жалюзи, что позволяет за счёт естественной вентиляции снизить температуру в аппарате на 20-30% по сравнению с герметичным кожухом;

- увеличивается теплоотдающая поверхность кожуха за счёт его оребрения;

- перемешивается воздух во внутреннем объёме, что увеличивает передачу тепла от источников к кожуху;

Принудительное воздушное охлаждение применяется, когда требуется отводить плотность тепловых потоков до $2...3 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$. Принудительные потоки воздуха создаются специальными вентиляторами, компрессорами. Охлаждение может осуществляться двумя методами:

- обдувом внешней поверхности кожуха аппарата;
- продувом воздуха через внутренний объём.

Второй путь предпочтительнее, т.к. обеспечивает непосредственный отвод тепла от теплонагруженных элементов и узлов, но при этом требуется предварительная очистка и осушение воздуха, для чего применяются фильтры.

Системы с продувом воздуха через внутренний объём подразделяются на приточные (воздух нагнетается в аппарат), вытяжные и приточно-вытяжные.

Эффективность принудительного воздушного охлаждения определяется температурой воздуха на входе в аппарат и его массовым расходом.

1.2.2 Жидкостные системы охлаждения

Жидкостные системы охлаждения подразделяются на термосифонные и с принудительной циркуляцией теплоносителя (рис.1.2). Они могут быть прямого и косвенного действия, работать по замкнутому и разомкнутому циклам. В системах косвенного действия жидкость циркулирует по специальным каналам, имеющим хороший тепловой контакт с теплонагруженными элементами.

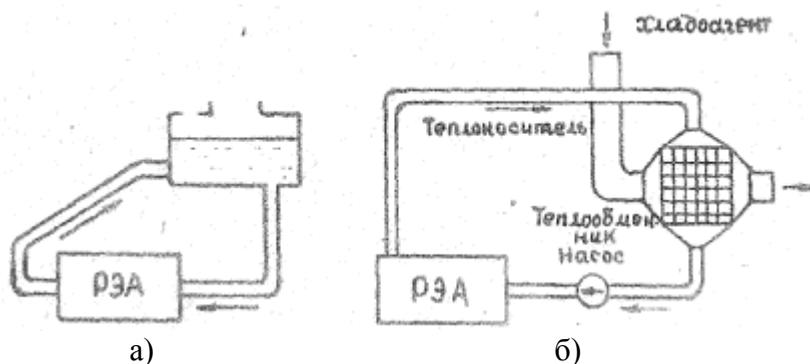


Рис.1.2 Жидкостные системы охлаждения: а) термосифонная; б) с принудительной циркуляцией теплоносителя.

В термосифонных системах (рис 1.2 а) циркуляция жидкости обеспечивается за счёт её различной плотности на входе в аппарат и выходе из него. Жидкость охлаждается в специальном резервуаре за счёт испарения и теплообмена его корпуса с окружающей средой.

Эффективность термосифонных систем сравнительно невелика. В зависимости от теплофизических свойств жидкости плотность теплового потока составляет $10^3 - 10^4$ Вт/м²

В системах с принудительной циркуляцией (рис. 1.2 б) жидкость прогоняется специальными устройствами – насосами, помпами. Охлаждение жидкости производится в специаль-

ном теплообменнике. Эти системы работают, как правило, по замкнутому циклу. Жидкость здесь является промежуточным теплоносителем между радиоэлектронным аппаратом и теплообменником. В качестве теплообменника чаще всего используется радиаторы.

В жидкостных системах охлаждения температура кипения промежуточного теплоносителя должна быть выше предельно допустимой температуры теплонагруженных элементов.

Системы охлаждения с принудительной циркуляцией теплоносителя весьма эффективна. Плотность теплового потока, снимаемого с нагретой поверхности, доходит до $5 \cdot 10^5$ Вт/м². Такие системы находят применение, как в наземных радиоэлектронных устройствах, а также на самолётах и морских судах. На самолётах они применяются, когда требуется отводить большие мощности при высоте полёта, большей 20-25 км.

1.2.3 Испарительные системы охлаждения

Когда требуется отбирать очень большие плотности тепловых потоков свыше $5 \cdot 10^5$ Вт/м², используются испарительные системы, в которых для отвода тепла используется процесс кипения жидкости. Очевидно, в этом случае температура источников тепла должна быть выше температуры кипения жидкости.

Одна из возможных схем испарительно-жидкостной системы представлена на рис. 1.3.

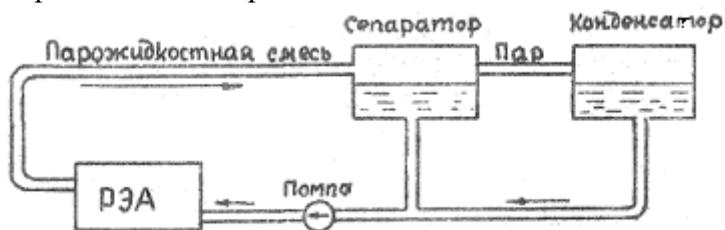


Рис. 1.3 Испарительно-жидкостная система охлаждения

Прогоняемая через аппарат жидкость при контакте с нагретой поверхностью закипает. Парожидкостная смесь поступает в сепаратор, где происходит разделение жидкости и пара. Пар поступает в конденсатор (теплообменник), образующийся конденсат стекает вниз, откуда вместе с жидкостью сепаратора вновь поступает на охлаждение РЭА.

Кроме жидкостно-испарительных, находят применение газо-испарительные системы, в которых охлаждение нагретых поверхностей производится вынужденным потоком газа, содержащим мелкие капли жидкости (рис. 1.4). Охлаждение здесь осуществляется конвекцией и испарением капель жидкости, осевшей на нагретой поверхности.

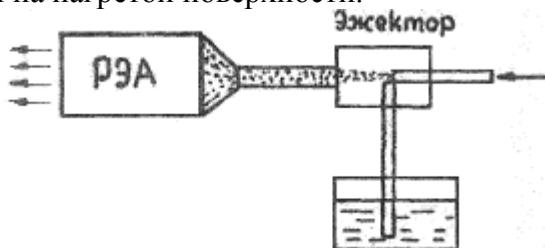


Рис. 1.4 Газоиспарительное охлаждение

Эффективность газоиспарительных систем охлаждения ниже жидкостных и испарительных систем, но значительно выше воздушных.

Конструктивное выполнение рассмотренных жидкостных и испарительных систем может быть самым различным. В ряде случаев элементы систем охлаждения (теплообменник, сепаратор, конденсатор), выполняются как единое целое с конструкцией аппарата.

1.2.4 Кондуктивные системы охлаждения

Кондукция, как механизм переноса тепла, играет определённую роль во всех рассмотренных выше системах охлаж-

дения, поскольку перенос тепла от источников и охлаждаемой поверхности (поверхности деталей, шасси платы) осуществляется благодаря кондукции. Однако здесь кондукция не определяет названия системы охлаждения, так как в них действует более интенсивные механизмы теплообмена и переноса тепловой энергии. В конструктивных системах охлаждения явление теплопроводности является основным механизмом переноса тепла от источников к теплоприёмникам.

Конструктивное охлаждение наиболее часто применяется, как метод локального охлаждения. Однако он находит применение и для общего охлаждения в блоках с очень высокой плотностью монтажа и большой объёмной плотностью тепловых потоков.

Принцип кондуктивного охлаждения радиоэлектронного аппарата изображён на рис. 1.5.

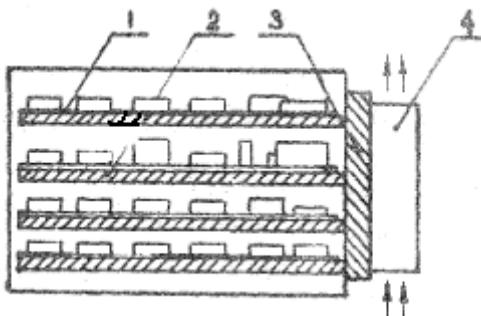


Рис. 1.5 Кондуктивное охлаждение.

Плата 1, на которой смонтированы радиоэлементы (микросхемы), имеет хороший тепловой контакт с металлическими шинами 2, выполняющих роль теплопроводов. По теплопроводам тепловая энергия поступает к коллектору 3, охлаждаемому при помощи воздушного или жидкостного теплообмена.

К кондуктивным системам охлаждения относятся термоэлектрические охлаждающие устройства и тепловые трубки.

1.3 Основные элементы систем охлаждения

В общем случае в состав системы охлаждения входят агрегаты для создания движения рабочего вещества – теплоносителя - нагнетатели (вентиляторы, компрессоры, насосы), теплообменники, устройство для транспортирования и содержания рабочих веществ (трубопровод, арматура, баки) и, наконец, рабочие вещества (теплоносители).

Рассмотрим основные элементы систем охлаждения.

1.3.1 Теплоносители

Теплоносители (рабочие вещества) оказывают существенное влияние на эффективность, массу, габариты и эксплуатационные характеристики систем охлаждения. Требования к теплоносителям весьма многообразны. В каждом конкретном случае теплоноситель выбирается из сочетания его свойств, в частности:

теплофизических – теплоёмкости, теплопроводности, вязкости, плотности, теплоты парообразования и т.д.

электрофизических - диэлектрической проницаемости, пробивного напряжения, тангенса угла диэлектрических потерь и т.д.

эксплуатационных – температуры замерзания и кипения, пожаро-взрывобезопасности, нетоксичности, малой коррозионной активности, по отношению к конструкционным материалам, стабильности состава.

Кроме того, рабочие вещества должны иметь низкую стоимость.

При выборе теплоносителя в первую очередь принимаются их теплофизические свойства.

Для предварительной оценки пригодности жидкостей и газов в качестве теплоносителя можно использовать следующие комплексы теплофизических свойств [10]:

при ламинарном течении

$$M_{л} = \sqrt[3]{\lambda^2 C_p \gamma}; \quad (1.1)$$

при турбулентном течении

$$M_T = \left(\frac{\lambda^{\frac{3}{2}} \gamma C_p}{\nu} \right)^{\frac{2}{5}}; \quad (1.2)$$

при пузырьковом поверхностном кипении

$$M_K = \sqrt{\frac{\lambda^2}{\nu \sigma T_s} \left[1 + 10 \left(\frac{\gamma''}{\gamma'} \right)^{\frac{2}{3}} \right]}; \quad (1.3)$$

при испарение жидкости

$$M_{и} = \frac{r}{C_p} T_s. \quad (1.4)$$

В выражениях (1.1 и 1.2) физические параметры теплоносителя C_p , λ , γ , ν берутся при средней температуре и соответствующем давлении; в выражениях (1.3) и (1.4) значения λ , плотность пара γ'' и жидкости γ' , коэффициент поверхностного натяжения σ и теплота испарения r - при температуре насыщения T_s .

Наилучшим считается теплоноситель, который имеет наибольшее значение соответствующего комплекса.

В качестве теплоносителей широко используются воздух, вода, спирты (этиловый, метиловый) и их смеси, кремний, органические и фторорганические жидкости.

Воздух, как теплоноситель, широко применяется в системах охлаждения наземного и авиационного оборудования, что обусловлено такими его преимуществами, как химическая инертность, малая электро- и теплопроводность, вес и т.д. Од-

нако воздух не может обеспечивать съёма больших плотностей теплового потока.

Хорошим теплоносителем является вода. Недостаток воды – высокая температура кипения и замерзания. Для снижения температура кипения применяют водные растворы легкокипящих жидкостей. Например, 30%-ый водный раствор этилового спирта имеет соответственно температуру кипения и замерзания $+84^{\circ}\text{C}$ и -24°C , а 80%-ый раствор - $+79^{\circ}\text{C}$ и -51°C .

В системах охлаждения широко применяются фторорганические жидкости – перфторуглероды общей формулой C_nF_{2n} .

Эти жидкости не горючи, инертны по отношению к металлам и изоляционным материалам, обладают хорошей теплопроводностью и теплоёмкостью, низкой электропроводностью (удельное объёмное сопротивление их лежит в пределах $\rho_v=10^{10} - 10^{14} \text{ Ом}\cdot\text{м}$) и высокой электрической прочностью – $I_{\text{пр}}=50-300 \text{ кВ/см}$; причём электрическая прочность не зависит от температуры и сохраняется при температуре кипения. Диэлектрическая проницаемость жидкостей перфторпарафинов, фторированных аналогов аминов близка к диэлектрической проницаемости воздуха ($\xi=1.6...1.9$) и сравнительно мало изменяется в широких температурных пределах.

По своим свойствам фтороуглероды близки к сжиженным инертным газам.

Температура кипения их, в зависимости от химической структуры, лежит в пределах $+30...+190^{\circ}\text{C}$, замерзания - $30...160^{\circ}\text{C}$.

Теплофизические, химические и электрофизические свойства этих жидкостей позволяют использовать их в жидкостно-испарительных системах, где источники тепла (радиоэлементы и детали) имеют непосредственный контакт с жидкостью.

Недостатком фторорганических жидкостей является их повышенная летучесть, что накладывает определённые требования к конструктивному оформлению систем охлаждения.

1.3.2 Теплообменники

Под теплообменником понимается устройство, в котором осуществляется передача тепла от одного теплоносителя к другому (хладоагенту) через разделяющую стенку.

Теплообменниками называются аппараты, в которых происходит теплообмен, между рабочими средами не зависимо от их технологического или энергетического назначения.

Технологическое назначение теплообменников многообразно. Обычно различаются собственно теплообменники, в которых передача тепла является основным процессом, и реакторы, в которых тепловой процесс играет вспомогательную роль.

Классификация теплообменников возможна по различным признакам.

По способу передачи тепла различаются теплообменники смешения, в которых рабочие среды непосредственно соприкасаются или перемешиваются, и поверхностные теплообменники - рекуператоры, в которых тепло передается через поверхность нагрева - твердую (металлическую) стенку, разделяющую эти среды.

По основному назначению различаются подогреватели, испарители, холодильники, конденсаторы.

В зависимости от вида рабочих сред различаются теплообменники:

а) жидкостно-жидкостные - при теплообмене между двумя жидкими средами;

б) парожидкостные - при теплообмене между паром и жидкостью (паровые подогреватели, конденсаторы);

в) газожидкостные - при теплообмене между газом и жидкостью (холодильники для воздуха) и др.

По тепловому режиму различаются теплообменники периодического действия, в которых наблюдается нестационарный тепловой процесс, и непрерывного действия с установившимся во времени процессом.

В теплообменниках периодического действия тепловой обработке подвергается определенная порция (загрузка) продукта;

вследствие изменения свойств продукта и его количества параметры процесса непрерывно варьируют в рабочем объеме аппарата во времени.

При непрерывном процессе параметры его также изменяются, но вдоль проточной части аппарата, оставаясь постоянными во времени в данном сечении потока. Непрерывный процесс характеризуется постоянством теплового режима и расхода рабочих сред, протекающих через теплообменник.

Конструкция теплообменников может быть самой различной. Простейшей конструкцией теплообменника является “труба в трубе” (рис. 1.6), в котором один из теплоносителей протекает по внутренней трубе, другой (хладоагент) – в межтрубном пространстве.

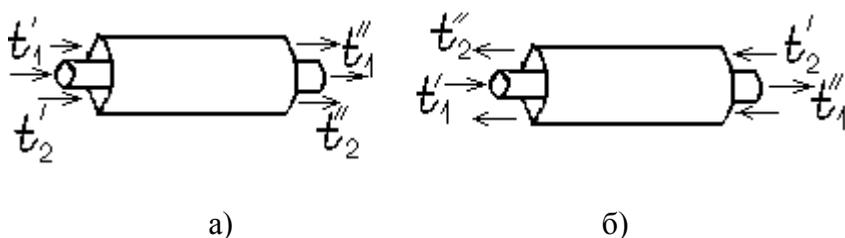


Рис. 1.6 Простейший теплообменник труба в трубе: а) с прямотоком; б) с противотоком.

Обычно тепловая энергия передается от одного теплоносителя к другому через разделяющую их твердую стенку (рекуперативные теплообменники). В зависимости от направления движения теплоносителей теплообменники относятся к прямо-

точному, противоточному и перекрестному типам (рис. 1.7). Конструктивно рекуперативные теплообменники могут выполняться с пластинчатыми и трубчатыми рабочими поверхностями, а в качестве теплоносителей могут быть использованы в них комбинации газа, пара и жидкости (жидкостные, жидкостно-жидкостные, газожидкостные, газо-газовые, парогазовые теплообменники).

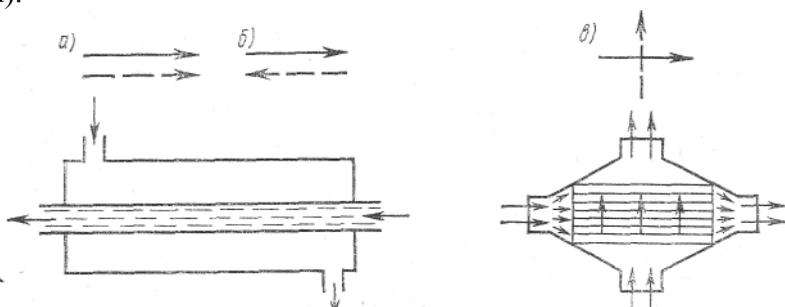


Рис. 1.7 Рекуперативные теплообменники с прямотоком (а), противотоком (б) и перекрестным током (в)

В качестве теплоносителя наиболее широко применяются насыщенный или слегка перегретый водяной пар. В смесительных аппаратах пар обычно барботируют в жидкость (впускают под уровень жидкости); при этом конденсат пара смешивается с продуктом, что не всегда допустимо. В поверхностных аппаратах пар конденсируется на поверхности нагрева и конденсат удаляется отдельно от продукта с помощью водоотводчиков. Водяной пар как теплоноситель обладает множеством преимуществ: легкостью транспортирования по трубам и регулирования температуры, высокой интенсивностью теплоотдачи и др. Применение пара особенно выгодно при использовании принципа многократного испарения, когда выпариваемая из продукт вода направляется в виде греющего пара в другие выпарные аппараты и подогреватели.

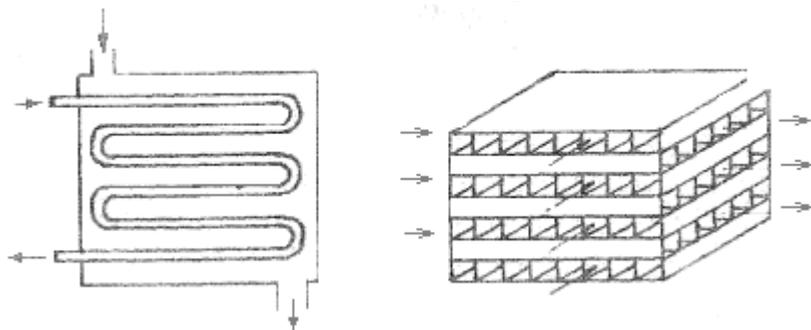
Обогрев горячей водой и жидкостями также имеет широкое применение и выгоден при вторичном использовании

тепла конденсатов и жидкостей (продуктов), которые по ходу технологического процесса нагреваются до высокой температуры. В сравнении с паром жидкостный подогрев менее интенсивен и отличается переменной, снижающейся температурой теплоносителя. Однако регулирование процесса и транспорт жидкостей так же удобны, как и при паровом обогреве.

Общим недостатком парового и водяного обогрева является быстрый рост давления с повышением температуры. Широко применяется обогрев горячими газами и воздухом (до 300—1000°C) в печах, сушильных установках. Газовый обогрев отличается рядом недостатков: трудностью регулирования и транспортирования теплоносителя, малой интенсивностью теплообмена, загрязнением поверхности аппаратуры (при использовании топочных газов) и др. Однако в ряде случаев он является единственно возможным (например, в воздушных сушилках).

В холодильной технике используется ряд хладагентов: воздух, вода, аммиак, углекислота, фреон и др.

При любом использовании теплоносителей и хладагентов тепловые и массообменные процессы подчинены основному— технологическому процессу производства, ради которого создаются теплообменные аппараты и установки. Поэтому решение задач оптимизации теплообмена подчинено условиям рационального технологического процесса. В радиоэлектронной аппаратуре используются более сложные конструкции теплообменников. Наибольшее применение нашли кожухотрубные и компактные теплообменники (рис. 1.8)



а)

б)

Рис. 1.8 Теплообменники: а) кожухо-трубный; б) компактный

В кожухотрубных теплообменниках одни ветви внутренних трубок работают в условиях прямотока, другие – противотока. В изображённом компактном теплообменнике теплоноситель и хладагент движутся под прямым углом по специальным каналам (схема перекрёстного тока). В компактных теплообменниках за счёт оребрения (стенки каналов) удаётся получить высокие значения тепловых потоков от теплоносителя к хладагенту при сравнительно небольших объёмах устройства.

Тепловой расчёт теплообменного устройства может быть конструкторским, целью которого является определение поверхности теплообмена и его геометрических размеров, и поверочный, при котором устанавливается режим работы теплообменника и определяются конечные температуры теплоносителя и хладагента. В обоих случаях используются одни и те же расчётные отношения.

Рассмотрим простейший теплообменник типа “труба в трубе” с прямотоком. Обозначим температуру промежуточного теплоносителя на входе t_1^I , на выходе $-t_1^{II}$; хладагента на входе $-t_2^I$, на выходе $-t_2^{II}$ (рис. 1.9).

Основными расчётными уравнениями теплообменника являются:

уравнение теплового баланса

$$P = G_1 C_{p1} (t_1^I - t_2^{II}) = G_2 C_{p2} (t_1^I - t_2^{II}); \quad (1.5)$$

уравнение теплопередачи

$$P = kS(t_1 - t_2) = kS\Delta t. \quad (1.6)$$

Здесь G_1, G_2 - соответственно массовый расход теплоносителя и хладагента, кг/с;

C_{p1}, C_{p2} - удельные теплоёмкости теплоносителя и хладагента, Дж/кг*с;

k - коэффициент теплопередачи, Вт/м²*°С

Δt - средняя температурная разность (средний температурный напор по всей поверхности теплообмена);

$S=f(l)$ – площадь теплопередающей поверхности.

Выражения (1.5) и (1.6) справедливы только в тех случаях, когда отсутствуют потери и приток тепла от окружающей среды, а фазовое (агрегатное) состояние теплоносителя и хладагента остаётся неизменным.

Как показано в работе [12], температурный напор Δt вдоль поверхности теплообменника изменяется по экспоненциальному закону.

Среднее значение температурного напора для теплообменника спрямотоком выражается формулой:

$$\Delta t_{\Leftrightarrow} = \frac{\Delta t^I - \Delta t^{II}}{\ln \frac{\Delta t^I}{\Delta t^{II}}} = \frac{(t_1^I - t_2^I) - (t_1^{II} - t_2^{II})}{\ln \frac{t_1^I - t_2^I}{t_1^{II} - t_2^{II}}}. \quad (1.7)$$

Полученное выражение температурного напора называется среднелогарифмическим температурным напором.

Выражение среднелогарифмического температурного напора для теплообменника с противотоком имеет вид:

$$\Delta t_{\Leftrightarrow} = \frac{(t_1^I - t_2^{II}) - (t_1^{II} - t_2^I)}{\ln \frac{t_1^I - t_2^{II}}{t_1^{II} - t_2^I}} \quad (1.8)$$

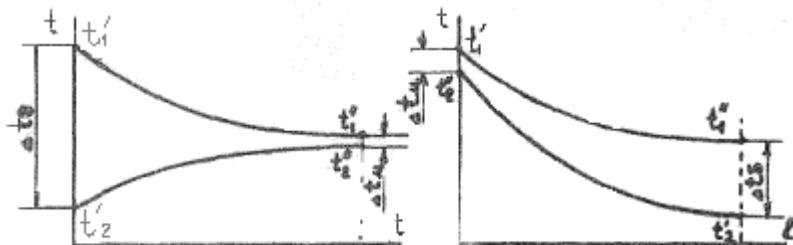


Рис. 1.9 К определению среднего температурного напора

Обозначив через Δt_{δ} большой, а через Δt_M меньший температурный напоры между теплоносителем и хладагентом независимо от конца и начала поверхности (рис.1.8), выражение для температурного напора для прямотока и противотока можно объединить в одно, которое имеет вид:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}}. \quad (1.9)$$

Когда температура теплоносителя и хладагента вдоль поверхности теплообменника изменяется незначительно, средний температурный напор можно вычислить как среднее арифметическое из крайних значений Δt^I и Δt^{II}

$$\Delta t = \frac{1}{2}(\Delta t^I + \Delta t^{II}) = \frac{1}{2}(\Delta t_{\delta} + \Delta t_M).$$

Среднеарифметическое значение температурного напора всегда больше среднелогарифмического. При $\frac{\Delta t^{II}}{\Delta t^I} = 0.6$ они отличаются друг от друга меньше, чем на 3%.

Для теплообменников с перекрёстным током теплоносителя и хладагента средний температурный напор определяется из выражения:

$$\Delta t_{\uparrow} = \Delta t_{\leftrightarrow} \cdot \varepsilon, \quad (1.10)$$

где $\Delta t_{\leftrightarrow}$ - температурный напор при противотоке, определяемый из выражения (1.8);

ϵ – поправочный коэффициент, различный для теплообменников различных типов.

На рис. 1.10 приведена зависимость ϵ для теплообменников с перекрёстным током [12].

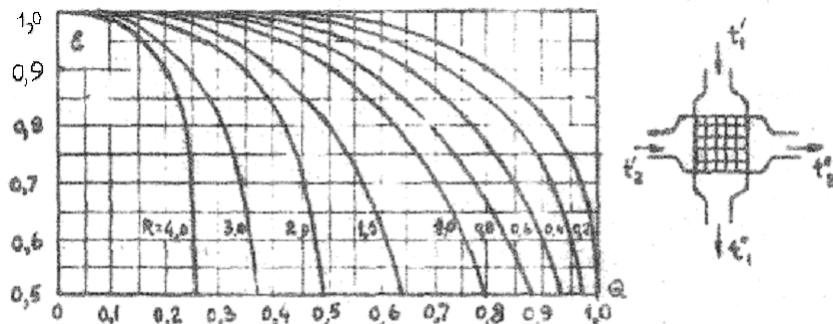


Рис. 1.10 Поправочный коэффициент ϵ для теплообменника с перекрёстным током

$$Q = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}, \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}$$

Коэффициент теплопередачи K в выражении (1.6) рассчитывается по известной формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Если принять, что стенка, разделяющая теплоноситель и хладагент, имеет малую толщину и высокую теплопроводность, то

$$K \cong \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

Коэффициенты теплоотдачи α_1 (теплоноситель - поверхность) и α_2 (поверхность - хладагент) находятся по формулам для принудительного потока теплоносителя в каналах [7].

При конструкторском расчёте задача сводится к определению теплопередающей поверхности теплообменника S и его основных размеров.

Исходные данные для расчёта:

1. Количество отводимого тепла – P .
2. Температура теплоносителя и хладагента на входе t_1^I, t_2^{II} .
3. Весовой расход и удельная теплоёмкость теплоносителя и хладагента - $G_{P1} C_{P1}$ и $G_{P2} C_{P2}$.

Порядок расчёта:

1. По весовому расходу и удельной теплоёмкости определяется удельное теплосодержание теплоносителя и хладагента

$$W_1 = G_{P1} C_{P1}, W_2 = G_{P2} C_{P2}.$$

2. Из выражения (1.5) находятся температуры теплоносителя и хладагента на выходе

$$t_2^{II} = t_2^I + P / W_2, t_1^{II} = t_1^I + P / W_1$$

3. По известным температурам t_1^{II}, t_1^I и t_2^I, t_2^{II} находится среднеарифметический температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_M}}.$$

4. Задаются эффективным диаметром канала теплоносителя d_1 и хладагента d_2 .

5. По известному расходу теплоносителя и хладагента определяет их скорость течения

$$V_i = \frac{G_{pi}}{\rho_i S_i}, \quad (i\text{-теплоноситель, хладагент})$$

где S_i площадь поперечного сечения канала теплоносителя (хладоагента).

6. Определяется режим течения $R_{ei} = \frac{V_i d_i}{\nu_i}$.

7. По формулам для вынужденного движения жидкости в трубах рассматриваются коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 .

8. По рассчитанным α_1 и α_2 находится коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

9. Из выражения (1.6) находится площадь теплоотдающей поверхности $S = \frac{P}{K \Delta t}$ и геометрические параметры теплообменника.

Компактные теплообменники, применяемые в настоящее время в радиоэлектронной промышленности, выпускают двух типов: «воздух—воздух» (В-В) и «воздух—жидкость» (В-Ж). Их конструкция, габариты и другие данные приведены в общесоюзных стандартах [2].

Воздушные каналы в обоих типах теплообменников представляют собой гофрированную тонкую ленту, припаянную к поверхностям раздела теплоносителей, для турбулизации потока на ленте выдавливаются жалюзи. Для теплообменников типа В-Ж в качестве теплоносителей применяют следующие жидкости: анти-фриз-65, смесь этиленгликоля с дистиллированной водой, полиметилсилоксановые жидкости. Жидкостный

канал образует гладкая гофрированная лента. В стандартных теплообменниках патрубки / жидкостного канала выведены для удобства на одну сторону, что позволяет вдвое увеличить длину пути жидкого теплоносителя.

При подборе теплообменника типа В-В или В-Ж требуется, чтобы последний обеспечивал при заданном расходе хладагента необходимое количество теплоты, передаваемой в единицу времени от одного теплоносителя к другому. На основании приведенного выше метода расчета теплообменников, а также результатов экспериментальных исследований промышленных типов компактных теплообменников, выпускаемых в нашей стране, разработан графоаналитический метод расчета, приведенный в приложении Б. 4. [2]. Этот метод позволяет, зная объемный расход теплоносителя, найти тепловой поток, передаваемый от одного теплоносителя к другому.

Выбор конструкции теплообменных аппаратов

Конкретная задача нагрева или охлаждения данного продукта может быть решена с помощью различных теплообменников. Конструкцию теплообменника следует выбирать, исходя из следующих основных требований, предъявляемых к теплообменным аппаратам.

Важнейшим требованием является соответствие аппарата технологическому процессу обработки данного продукта; это достигается при таких условиях: поддержание необходимой температуры процесса, обеспечение возможности регулирования температурного режима; соответствие рабочих скоростей продукта минимально необходимой продолжительности пребывания продукта в аппарате; выбор материала аппарата в соответствии с химическими свойствами продукта; соответствие аппарата давлениям рабочих сред.

Вторым требованием является высокая эффективность (производительность) и экономичность работы аппарата, свя-

занные с повышением интенсивности теплообмена и одновременно с соблюдением оптимальных гидравлических сопротивлений аппарата. Эти требования обычно выполняются при соблюдении следующих условий: достаточные скорости однофазных рабочих сред для осуществления турбулентного режима; благоприятное относительное движение рабочих сред (обычно лучше противоток); обеспечение оптимальных условий для отвода конденсата и неконденсирующихся газов (при паровом обогреве); достижение соизмеримых термических сопротивлений по обеим сторонам стенки поверхности нагрева; предотвращение возможности загрязнения и легкая чистка поверхности нагрева, микробиологическая чистота и др.

Существенными требованиями являются также компактность, малая масса, простота конструкции, удобство монтажа и ремонта аппарата. С этой точки зрения оказывают влияние следующие факторы; конфигурация поверхности нагрева; способ размещения и крепления трубок в трубных решетках; наличие и тип перегородок, уплотнений; устройство камер, коробок, днищ; габаритные размеры аппарата и др.

Ряд факторов определяет надежность работы аппарата и удобство его эксплуатации: компенсация температурных деформаций, прочность и плотность разъемных соединений, доступ для осмотра и чистки, удобство контроля за работой аппарата, удобство соединения аппарата с трубопроводами и т. д.

Эти основные требования должны быть положены в основу конструирования и выбора теплообменных аппаратов. При этом самое большое значение имеет обеспечение заданного технологического процесса в аппарате.

Для ориентировки при выборе теплообменников приведем следующие соображения. Из парожидкостных подогревателей наиболее рациональным является многоходовой по трубному пространству - трубчатый теплообменник жесткой конструкции (к подвижным трубным решеткам прибегают в крайнем случае). Этот же теплообменник с успехом применим в качестве газового или жидкостного при больших расходах рабочих тел и небольшом числе ходов в межтрубном про-

странстве. При малых расходах жидкостей или газов лучше применять элементные аппараты без подвижных трубных решеток.

Ребристые аппараты следует применять, если условия теплоотдачи между рабочими средами и стенкой с обеих сторон поверхности нагрева существенно отличаются (в газожидкостных теплообменниках); ребрение целесообразно со стороны наименьшего коэффициента теплоотдачи.

Основные способы увеличения интенсивности теплообмена в подогревателях:

а) уменьшение толщины гидродинамического пограничного слоя в результате повышения скорости движения рабочих тел или другого вида воздействия; это достигается, например, раз-

бивкой пучка трубок на ходы и установкой межтрубных перегородок;

б) улучшение условий отвода неконденсирующихся газов и конденсата при паровом обогреве;

в) создание благоприятных условий для обтекания рабочими телами поверхности нагрева, при которых вся поверхность активно участвует в теплообмене;

г) обеспечение оптимальных значений прочих определяющих факторов: температур, дополнительных термических сопротивлений и т. д.

Путем анализа частных термических сопротивлений можно выбрать наилучший способ повышения интенсивности теплообмена в зависимости от типа теплообменника и характера рабочих тел. Так, например, в жидкостных теплообменниках поперечные перегородки имеет смысл устанавливать только при нескольких ходах в трубном пространстве. Перегородки не всегда необходимы; при вертикальном расположении трубок и нагреве паром последний подается в межтрубное пространство; поперечные перегородки будут мешать стека-

нию конденсата. При теплообмене газа с газом или жидкости с жидкостью количество протекающей через межтрубное пространство жидкости может оказаться настолько большим, что скорость ее достигнет тех же значений, что и внутри трубок; следовательно, установка перегородок теряет смысл. Перегородки бесцельны также в случае сильно загрязненных жидкостей, при которых вследствие нарастания слоя загрязнений на трубках решающее влияние на коэффициент теплопередачи оказывает величина Rn .

Интенсификация теплообмена является одним из основных направлений развития и усовершенствования тепловой аппаратуры пищевых производств. При этом широко используются положительные эффекты в интенсификации теплообмена, обнаруженные и исследованные в других областях химической техники и энергетики. За последние годы выполнен ряд работ по промышленному испытанию активных «режимных» методов интенсификации теплообмена в аппаратах химических и пищевых производств (И. М. Федоткин, КТИПП). К ним относятся изменение режимных характеристик течения, дополнительная турбу-лизация потока за счет пульсации, вдувания воздуха и др. Намечены пути комплексной интенсификации теплообмена, достигаемой при совместном воздействии различных эффектов. Ведется ускоренная разработка новых типов поверхностей нагрева компактных теплообменников, эффективность которых оценивается промышленными данными о связи теплоотдачи с гидродинамическим сопротивлением. Найдены способы передачи значительных тепловых потоков между рабочими средами с помощью тепловых труб, аналогичных по способу действия греющим трубкам хлебопекарных печей (трубкам Перкинса). Данные о конкретном применении новых типов теплообменников содержатся в рекомендуемой литературе.

1.3.3 Нагнетатели систем охлаждения

Движение теплоносителя в системе охлаждения сопровождается затратами энергии, которая расходуется на преодоление сил трения и компенсируется нагнетателем (вентилятором, насосом или компрессором).

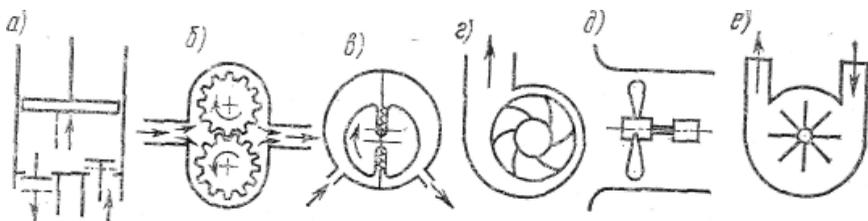


Рис. 1.11 Упрощенные схемы нагнетателей

Нагнетатели, предназначенные для перемещения капельных жидкостей, называются *насосами*, а для перемещения газов в зависимости от развиваемого ими давления — *вентиляторами* (при давлении до $0,2 \cdot 10^5$ Па) или *компрессорами*.

Независимо от вида перемещаемой жидкости различные по конструкции нагнетатели можно разделить на несколько типов, упрощенные схемы которых рассмотрены ниже.

Поршневой нагнетатель представляет собой расположенный в цилиндрическом кожухе поршень, при движении которого в одну сторону жидкость через всасывающий клапан поступает в рабочую камеру, а при движении в другую — сжимается и затем выталкивается через нагнетательный клапан (рис. 1.11. а). Положительными качествами поршневых нагнетателей являются высокий к. п. д., возможность получения больших давлений и независимость производительности от создаваемого давления; недостатками — громоздкость, неравномерность подачи (толчки), вибрация, сложность соединения с электродви-

гателем. Поршневые нагнетатели используют как насосы и компрессоры.

Зубчатый нагнетатель состоит из пары сцепленных между собой шестерен, расположенных в корпусе с минимальным зазором. Зубья при вращении захватывают жидкость и без сжатия переносят ее из области всасывания в область нагнетания, причем перенос в обратную сторону мал из-за плотного сцепления зубьев (рис. 1.11, б). Зубчатые нагнетатели конструктивно просты, не имеют клапанов, компактны, их можно непосредственно соединить с электродвигателем. Однако они имеют малую производительность и более низкий к. п. д., чем поршневые. Это объясняется потерями через торцевые зазоры и трением при сцеплении шестерен. Зубчатые нагнетатели используют преимущественно в качестве насосов, причем особенно успешно — для перекачки вязких жидкостей (масла).

Пластинчатый, или ротационный, нагнетатель представляет собой эксцентрично расположенный в цилиндрическом корпусе ротор, в пазах которого находятся пластины, выскальзывающие при его вращении. Пластины вследствие уменьшения пространства между ними и стенками корпуса сжимают засасываемую через отверстие жидкость и выталкивают ее через другое отверстие. Воздействие на жидкость в поршневом и пластинчатом нагнетателях аналогичное, но в первом случае поршень движется поступательно, а во втором — происходит более удобное для привода нагнетателя вращательное движение ротора (рис. 1.11, в). Обычно пластинчатые нагнетатели используют как компрессоры, но в специальном исполнении, при котором переносимая между пластинами жидкость не сжимается, — в качестве насосов.

Центробежный нагнетатель представляет собой лопаточное колесо, расположенное в спиральном кожухе. При вращении колеса жидкость, поступившая в осевом направлении через всасывающее отверстие, отклоняется от этого направления на 90° и попадает в межлопаточные каналы. Здесь она закручивается и под воздействием центробежной силы направляется к кожуху, где собирается и через нагнетатель-

ное отверстие выводится из системы (рис. 1.11, г). Центробежные нагнетатели обладают высоким к. п. д., достаточно просты в конструктивном отношении, имеют плавную (без толчков) подачу, легко соединяются непосредственно с электродвигателем. Производительность центробежных нагнетателей существенно зависит от давления. Их широко применяют в системах охлаждения приборов.

Осевой нагнетатель имеет вид лопаточного колеса, расположенного в цилиндрическом корпусе. При вращении колеса начинается движение жидкости, направленное по оси вращения. Осевой нагнетатель по сравнению с центробежным может иметь более высокий к. п. д., обладает реверсивностью, но создает более низкое давление (рис. 1.11, д).

Вихревой нагнетатель представляет собой лопаточное колесо, напоминающее центробежное и расположенное в корпусе эксцентрично. Жидкость поступает к лопаточному колесу по касательной, переносится им вдоль корпуса и выпускается также по касательной. Вихревые нагнетатели отличаются простотой конструкции, реверсивны, но к. п. д. невысокий; чаще используются в качестве насосов (рис. 1.11, е).

Из рассмотренных нагнетателей к насосам можно отнести поршневые, осевые и вихревые, к вентиляторам — центробежные и осевые, к компрессорам — все, за исключением вихревых нагнетателей.

Для обеспечения теплового режима аппаратуры в целом требуется вполне определенный массовый расход воздуха G . В свою очередь, для обеспечения этого массового расхода для заданной конструкции воздуховода требуется подобрать вентилятор, который обеспечивал бы напор Δp , равный потерям полного давления в гидравлической сети. Последний определяется по формуле (1.247) [2] и может быть представлен зависимостью:

$$k_p = Rv^2 \rho / 2 = RG^2 / (2\rho A^2), \quad G = \rho v A, \quad (1.11)$$

где v , A — средняя скорость жидкости и площадь сечения трубопровода; R — общий коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода, G — массовый расход воздуха.

Потребляемая вентилятором мощность N определяется зависимостью (1.255) [2], которую на основании формулы (1.11) запишем в виде:

$$N = \frac{\Delta p G}{\rho \eta} = \frac{R G^3}{\eta \rho^2 A^2}, \quad (1.12)$$

Полная характеристика вентилятора выражает зависимость между производительностью G , давлением Δp , мощностью N и к. п. д. л при постоянном числе оборотов: $n = \text{const}$. Все зависимости строятся обычно на одном графике, как это показано на рис. 2.10 [2], в частности зависимость $\Delta p = f(G)$ носит название напорной характеристики. В настоящее время характеристики вентиляторов получают в основном экспериментальным путем. Если на напорную характеристику вентилятора наложить построенную в тех же координатах и в том же масштабе характеристику сети, то точка пересечения (рабочая точка) кривых $\Delta p_{\text{сети}} = f_1(G)$ и $\Delta p_{\text{вент}} = f_2(G)$ определит давление и подачу этого вентилятора при работе в данной сети. Рабочей точке соответствует условие, когда подача вентилятора равна расходу воздуха через сеть, а развиваемое вентилятором давление равно потере давления в сети при этом расходе. Зная G в рабочей точке, легко определить, как это показано на рис. 2.10 [2], значения N и η .

При выборе вентилятора для подачи воздуха при больших давлениях отдают предпочтение центробежным, а при подаче больших объемов воздуха при небольших давлениях — осевым вентиляторам. В последнее время наибольшее распространение в приборостроении получили осевые вентиляторы типа ЭВ и центробежные ВУ. Ряд вентиляторов

серии ЭВ на частоты 400—1000 Гц охватывают диапазон по подаче 36—1100 м³/ч и полном давлении 120—2000 Па, их технические характеристики определены отраслевым стандартом ОСТ 16.0539.007—74.

В воздушных системах охлаждения применяют осевые и центробежные вентиляторы (рис. 1.12).

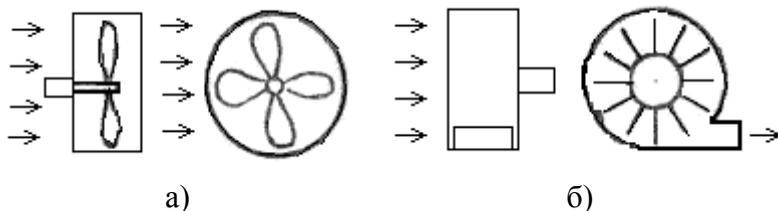


Рис. 1.12 Вентиляторы: а) осевой; б) центробежный

В осевых вентиляторах воздух перемещается вращающейся крыльчаткой в направлении оси вентилятора. Эти вентиляторы могут перемещать большие объемы воздуха, но создают сравнительно невысокие напоры (30...40 мм.вод.ст.).

В центробежных вентиляторах воздух высасывается через осевое отверстие в кожухе и под действием центробежной силы, развиваемой колесом с лаптками, нагнетается в радиальном направлении в выходное отверстие вентилятора. Центробежные вентиляторы конструктивно сложнее осевых, но экономичнее и способны создавать более значительные напоры (до 300 мм.вод.ст.).

В жидкостных системах охлаждения для перекачивания теплоносителей и хладагентов используются центробежные насосы, принцип работы которых аналогичен центробежному вентилятору.

Мощность на валу вентилятора (насоса), необходимая для перекачки теплоносителя (хладагента), рассчитывается по формуле:

$$P_B = \frac{G_v \Delta p}{\eta}, \quad (1.13)$$

где Δp - потери напора при движении теплоносителя в подводящих трубах и теплообменнике;

G_v - объёмный расход теплоносителя ;

η - коэффициент полезного действия вентилятора;

Полные потери напора Δp складываются из следующих составляющих:

- потери на преодоление сопротивления трения, которое обусловлено вязкостью жидкости:

$$\Delta p_{TP} = \xi \frac{l}{d} \frac{\rho V^2}{2},$$

где ξ - безразмерный коэффициент сопротивления, характеризующий соотношение сил трения и инерционных сил потока, даётся в виде графика как функция критерия Рейнольдса,

- потери на преодоление местных сопротивлений, обусловленных вихреобразованием в местах изменения сечения канала (при входе, выходе, расширении, сужении, поворота канала и т.д.)

$$P_M = \xi \frac{\rho V^2}{\eta}$$

Здесь ξ - коэффициент местного влияния, являющийся функцией отношения диаметров при расширении (сужении), радиуса закругления при повороте канала; даётся в справочной литературе [12].

потери на неизотермичность теплоносителя:

$$\Delta p_H = \rho'' v''^2 - \rho' v'^2,$$

где ρ' , ρ'' и v'' , v' - плотность жидкости и скорость на входе и выходе.

Полное гидравлическое сопротивление равно:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{TP} + \sum \Delta p_M + \sum p_H.$$

Коэффициент полезного действия η для каждого типа вентилятора (насоса) даётся в справочной литературе.

2 ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА РЭС

Одним из способов интенсификации теплообмена радиоэлектронных средств является увеличение площади теплоотдающей поверхности за счёт оребрения. С этой целью стенки кожухов аппаратов, аноды мощных ламп, корпуса других радиоэлектронных устройств выполняются в форме радиаторов; радиаторы находят широкое применение для отвода тепла от мощных полупроводниковых приборов и других радиоэлементов.

Известно большое количество конструкций радиаторов – плоские одно-и двухсторонние оребрённые, радиально оребрённые, штыревые, дисковые, пластинчатые и т.д. Однако для всех их справедливы основные закономерности процесса теплообмена с окружающей средой.

2.1 Особенности теплообмена оребрённых поверхностей

Способ охлаждения во многом определяет конструкцию РЭС, поэтому на ранней стадии конструирования необходимо выбрать способ охлаждения. Выбранный способ охлаждения должен обеспечить заданный по техническому заданию (ТЗ) тепловой режим РЭС, что можно проверить расчетным путем после испытания макета или пробного образца.

Для выбора способа охлаждения на ранней стадии конструирования необходимы сведения о требуемом тепловом режиме РЭС, а именно следующие исходные данные [5]:

- суммарная мощность, рассеиваемая в блоке;
- диапазон возможного изменения температуры окружающей среды;
- пределы изменения давления окружающей среды;
- время непрерывной работы;
- допустимые температуры элементов;
- коэффициент заполнения аппарата.

Эти исходные данные недостаточны для детального расчета теплового режима, но их можно использовать для предварительной оценки. Выбор способа охлаждения на раннем этапе конструирования часто имеет вероятностный характер, т.е. дает возможность оценить вероятность обеспечения заданного по ТЗ теплового режима РЭС при выбранном способе охлаждения, а также те усилия, которые нужно затратить при разработке будущей конструкции РЭС с учетом обеспечения теплового режима.

Воздушное охлаждение в настоящее время является основным способом обеспечения теплового режима РЭС. Это объясняется простотой конструкции, надежностью, удобством эксплуатации и ремонта РЭС с воздушным охлаждением.

Естественное воздушное охлаждение РЭС является наиболее простым, надежным и дешевым способом охлаждения и осуществляется без затраты дополнительной энергии. Интенсивность такого охлаждения невелика, поэтому использование этого способа возможно при небольших удельных мощностях рассеивания (мощностях, рассеиваемых единицей

поверхности или объема), т.е. в РЭС, работающей в облегченном режиме. При естественном воздушном охлаждении конвективный теплообмен осуществляется между элементами РЭС и воздухом, причем воздух перемещается за счет энергии, рассеиваемой элементами РЭС. Интенсификация теплообмена при естественном воздушном охлаждении возможна за счет рационального конструирования РЭС: оптимального расположения элементов РЭС и перфораций кожуха, применении экранов, использования теплопроводных шин, замазок, компаундов, соответствующей окраски излучающей поверхностей и т.п.

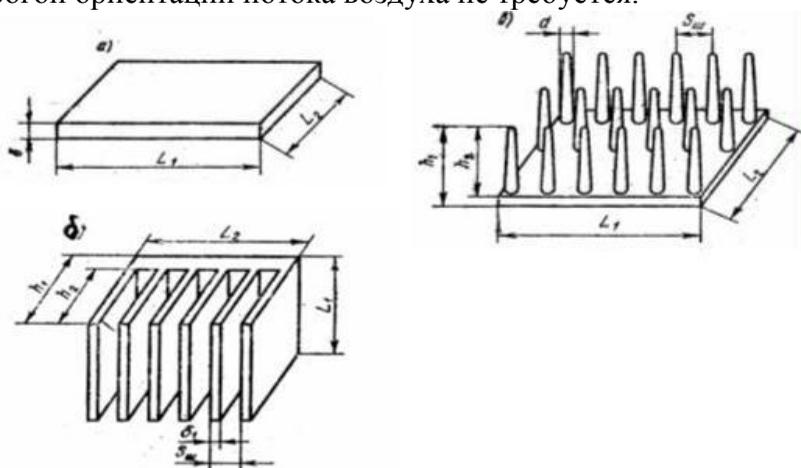
Для увеличения эффективности воздушного охлаждения элементов РЭА также используют ребрение поверхностей охлаждения. Детали с ребренными поверхностями называют радиаторами или теплоотводами. Высокая эффективность радиаторов, используемых для отвода тепла от элементов и приборов, а также их массовое применение в РЭА породили большое разнообразие конструкций радиаторов. Радиаторы выполняются в виде отдельной конструкции. В качестве материалов для радиаторов применяются алюминиевые сплавы, а также медь, магний, бериллий. Радиаторы выпускаются серийно и их размеры унифицированы [5].

Тепловой режим конструкции радиаторов зависит от температуры окружающей среды, мощности источников и стоков тепловой энергии, а также условий теплообмена, к которым относятся геометрические параметры и теплофизические свойства элементов конструкции. Конструкция радиатора должна обеспечивать нормальный тепловой режим электронных элементов и компонентов, расположенных в блоке. Тепловой режим называется нормальным, если температуры элементов конструкции равны или ниже допустимых значений по техническому заданию.

Рассмотрим радиаторы, которые используются для отвода теплоты от радиоэлектронных аппаратов и полупроводниковых силовых устройств. Для системы воздушного охлаждения широкое применение получили радиаторы, которые раз-

личаются по виду развитой площади поверхности, а именно: пластинчатые, ребристые, игольчато-штырьевые (рисунок 2.1).

Пластинчатые радиаторы без ребер наиболее просты, но область их применения ограничена элементами малой мощности. Широко используются на практике пластинчатые радиаторы с ребрами, так как они достаточно просты в изготовлении и могут быть применены для полупроводниковых приборов средней и большой мощности. Но ребра радиаторов должны быть ориентированы по направлению потока воздуха, что не всегда удобно для конструкторов РЭА. С этой точки зрения интересен игольчато-штыревой радиатор, так как здесь строгой ориентации потока воздуха не требуется.



а- пластинчатый, б- игольчато-штыревой, в- пластинчатый

Рис. 2.1 Типы радиаторов и их геометрические параметры

Основными геометрическими параметрами, существенно влияющими на рассеиваемый радиатором тепловой поток, являются размеры: основания L_1 и L_2 (прямоугольное основание), диаметр D (круглое основание), толщина δ основания, высота h , толщина δ_1 ребра или штыря и шаг $S_{ш}$ между ними.

Значения указанных параметров для выпускаемых промышленностью радиаторов можно найти в нормативной документации [4].

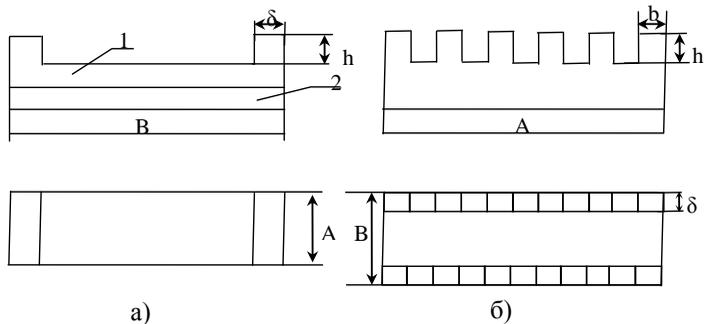
2.2 Тепловые модели радиаторов, используемые при моделировании

При моделировании температурных полей реальная конструкция представляется в виде тепловой модели, которая получается путем реализации объекта исследования и процессов переноса тепловой энергии в нем, т.е. учитываются основные, наиболее существенные конструктивные решения и физические процессы. Основным требованием к тепловым моделям является адекватность изучаемому явлению и возможность математической реализации.

одной величине - эффективном коэффициенте теплоотдачи. Последний может быть определен экспериментально или расчетным путем.

Рассмотрим теперь на примере пластинчатых, ребристых и игольчато-штыревых конструкций радиаторов расчетный метод определения параметров $\alpha_{эф}$, σ_{Σ} и R_{Σ} . Необходимость анализа процесса теплообмена радиаторов связана с непрерывным изменением выпускаемых промышленностью типоразмеров радиаторов.

Рассмотрим данную задачу для ребренного и штыревого радиаторов, конструкция представлена на рисунке 2.2.



1 – теплоотвод; 2 – корпус МЭУ

Рис. 2.2 Оребренный (а) и штыревой (б) теплоотводы

Тепловой моделью ребра или штыря будет стержень длиной h и площадью сечения S_{CT} , теплообмен в котором описывается уравнениями

$$\frac{d^2 \vartheta}{dx^2} - k^2 \vartheta = 0$$

$$-\lambda \left. \frac{d\vartheta}{dx} \right|_{x=0} = P / S_{CT}, \quad (2.1)$$

где $k = (\alpha \Pi / \lambda / S_{CT})^{1/2}$,

α – коэффициент теплоотдачи с поверхности стержня;

Π – периметр стержня;

λ – коэффициент теплопроводности материала стержня.

Решение имеет вид:

Решение имеет вид:

$$\vartheta = P / (\lambda \kappa S_{CT}) ch(\kappa(h-x)) / sh(\kappa h) \quad (2.2)$$

Если известно значение α_3 , то тепловой поток, передаваемый от теплоотвода в окружающую среду, равен:

$$P = \alpha_3 \mathcal{S}_T, \quad (2.3)$$

где $S_T = AB$ – площадь основания теплоотвода.

С другой стороны, поток, подводимый к ребрению и рассеиваемый, можно представить в виде:

$$P = \mathcal{N} \lambda \kappa S_{CT} th(\kappa h), \quad (2.4)$$

где N – число ребрения.

Приравнивая формулы (2.3) и (2.4), находим:

$$\alpha_3 = N \lambda \kappa S_{CT} th(\kappa h) / S_T. \quad (2.5)$$

Решение этих уравнений позволяет получить необходимое количество элементов ребрения или их геометрические размеры, а так же высоту ребрения h , обеспечивающую заданное значение перегрева и коэффициента теплоотдачи.

Для построения тепловой модели радиатора сформулированы следующие допущения: тепловой поток от корпуса МЭУ к радиатору распределен равномерно по всей площади контакта; теплоотдачу с торцов не учитываем, т.к. из-за малой площади она незначительна.

При общем подходе к определению параметров теплоотводов, для которого не требуется предварительного определения α_3 , в качестве тепловой модели теплоотвода рассмотрим прямоугольную пластину размерами $A \times B \times \delta$. Теплообмен данной модели со средой характеризуется коэффициентом α_3 , учитывающим влияние ребрения (рисунок 2.3).

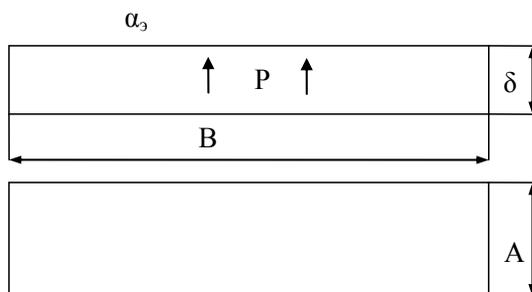


Рис. 2.3 Тепловая модель радиатора

Уравнение теплопроводности запишется в виде:

$$\frac{d^2 \vartheta}{dx^2} + \frac{d^2 \vartheta}{dy^2} + \frac{d^2 \vartheta}{dz^2} + \frac{P}{AB\delta\lambda} = 0 \quad (2.6)$$

Перегрев в центре такой пластины определяется выражением

Для характеристики теплообменных свойств радиатора используют следующие параметры: эффективный коэффициент теплоотдачи α_{ϕ} , по значению которого выбирается требуемый вид охлаждения и необходимость применения теплоотводов; тепловую проводимость σ_{Σ} , тепловое сопротивление. Эти параметры связаны со средним перегревом ν_s основания и рассеиваемым потоком Φ зависимостями [2]:

$$\alpha_{\phi} A = \sigma_{\Sigma} = R_{\Sigma}^{-1}, A = L_1 L_2, A = \pi/4 \quad (2.7)$$

$$\Phi = \sigma_{\Sigma} \nu_s = R_{\Sigma}^{-1} \nu_s = \alpha_{\phi} \nu_s A,$$

где L_1, L_2 - размеры основания прямоугольного радиатора,

D - диаметр круглого основания

Формула (2.7) справедлива для радиатора любого из рассмотренных выше типов; вся сложность процессов переноса

са теплоты и конструктивные особенности сосредоточены здесь:

$$g_0 = \frac{P}{\alpha_3 S_T} + \frac{\delta^2 q}{4\lambda} \cdot C, \quad (2.8)$$

где q – удельный тепловой поток;

C – коэффициент.

В нашем случае $q = P/(\delta AB \lambda)$ и $S_{CT} = AB$, тогда

$$g_0 = \frac{P}{\alpha_3 AB} + \frac{\delta^2 P}{4\lambda AB} \cdot C. \quad (2.9)$$

Из (5) выразится коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_3 = \frac{P}{AB \left(g_0 - \frac{P\delta}{4\lambda AB} \cdot C \right)} \quad (2.10)$$

Приравнявая формулы (2.6) и (2.10), определяется высота обрешения h , обеспечивающая заданное значение перегрева $g_{0,3}$

$$h = \frac{1}{k} \operatorname{arth} \left(\frac{P}{\left(g_{0,3} - \frac{P\delta}{4\lambda AB} C \right) NS_{CT}} \right) \quad (2.11)$$

Для обрешенной конструкции $S_{CT} = A\delta$ и $k = (2\alpha(A+\delta)/(A\lambda\delta))^{1/2}$, для штыревого теплоотвода $S_{CT} = b\delta$, а $k = (2\alpha(b+\delta)/(b\lambda\delta))^{1/2}$ [1].

На рисунке 2.4 схематически изображён радиатор 1 с закреплённым на нём прибором 2, внутри которого имеются источники мощностью Φ , разогревающие рабочую поверхность прибора (например, область р-п перехода) и его корпус

до температур t_P и t_K ; в месте крепления прибора к радиатору температура t_{II} , а средняя температура основания радиатора t_S .

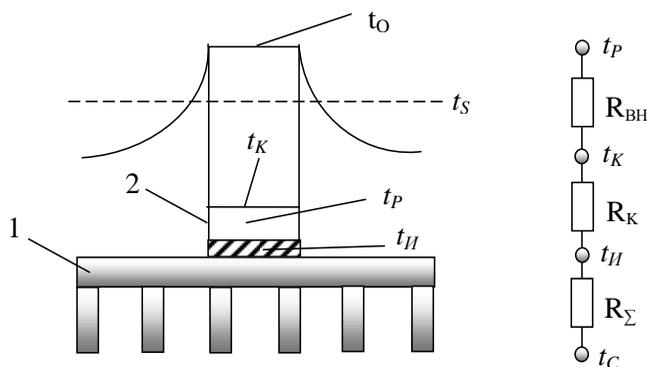


Рис. 2.4 Температурное поле радиатора 1 и прибора 2

Исходной информацией при проектировании или выборе радиатора является: предельно допустимая температура рабочей области прибора $(t_P)_{\text{доп}}$ или его корпуса $(t_K)_{\text{доп}}$; рассеиваемая прибором мощность Φ ; температура t_C окружающей среды или набегающего потока; внутреннее тепловое сопротивление R_{BH} прибора между рабочей областью и корпусом; способ крепления прибора к радиатору, который характеризуется тепловым сопротивлением R_K контакта. Проектируемый радиатор должен удовлетворять некоторым дополнительным требованиям: иметь малую массу и габариты, выполнять свои функции при наименьшем расходе воздуха, если требуется принудительное охлаждение и т.п.

Исходя из схемы соединения тепловых сопротивлений (рисунок 4) между рабочей областью и окружающей средой следует:

$$\begin{aligned} t_P - t_C &= (t_P - t_K) + (t_K - t_{II}) + (t_{II} - t_C) \\ t_{II} - t_C &= (t_P - t_C) - \Phi(R_{BH} + R_K) \end{aligned} \quad (2.12)$$

Введем безмерную величину β , связывающую среднюю температуру t_s основания радиатора и температуру t_u в месте крепления прибора к радиатору.

$$\beta = (t_u - t_c) / (t_s - t_c) = f\left(B, \sqrt{A_u / A_p}\right), \quad (2.13)$$

она зависит от двух чисел подобия:

$$B = (\alpha_1 + \alpha_2) A_p (\delta \lambda) \text{ и } \sqrt{A_u / A_p}, \quad (2.14)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи с одной и другой сторон радиатора;

A_u, A_p – площади радиатора и прибора;

δ – толщина основания радиатора;

λ – теплопроводность материала радиатора.

Функциональная зависимость может быть найдена для любого положения источника на радиаторе и при любых значениях его размеров; в частности для квадратных оснований радиатора и прибора может быть использована формула:

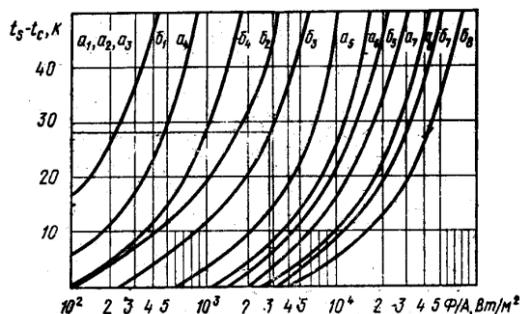
$$t_s - t_c = [(t_p - t_c) - \Phi(R_{BH} + R_K)] / \beta. \quad (2.15)$$

Все параметры, входящие в квадратные скобки заданы, а параметры $(t_p - t_c)$ и β неизвестны. Дальнейший подбор радиатора может быть осуществлен с помощью формул и специальных графиков на основе метода последовательных $(t_p - t_c)$ приближений. Графики приведены на рисунках 2.5, 2.6, 2.7.

В первом приближении задают значения $\beta^1=1,2$, определяют $(t_s - t_c)$, затем в первом приближении задают площадь

Ар¹ основания радиатора и по графикам подбирают вид оречения и характер теплообмена. Имея значения исходных данных находят в первом приближении эффективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{эф}^1$.

По графикам уточняют геометрические параметры радиатора, после чего переходят ко второму приближению расчетов. Далее примерно по предыдущей схеме уточняют геометрические параметры радиатора, причем стремятся уменьшить его габариты [2].



(а₁-б₁, а₂-б₂, а₃-б₃- пластинчатые, ребристые, штыревые радиаторы при свободной конвекции; а₄-б₄- пластинчатые; а₅-б₅- ребристые; а₆-б₆- петельно-проволочные; а₇-б₇-жалюзивные; а₈-б₈- штыревые радиаторы при вынужденном движении воздуха со скоростями $v=(2\div 5)$ м/с)

Рис. 2.5 Графики для определения типа радиатора и условий охладений.

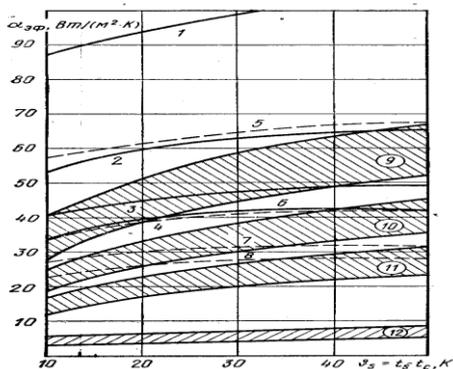
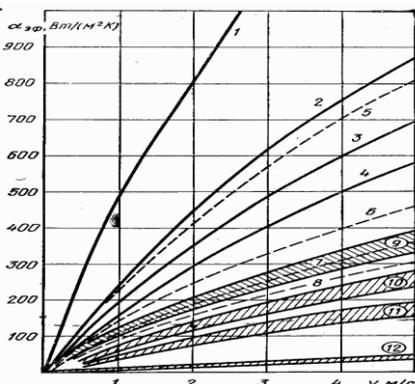


Рис. 2.6 Эффективный коэффициент теплоотдачи радиаторов в условиях свободного охлаждения.



(1-8- игольчато-штыревые с шагом $S_{ш}^I$ (сплошные кривые) и $S_{ш}^{II}$ (штриховые кривые); 9-11- ребристые радиаторы с размером квадратного основания от 40 до 125мм)

Рис. 2.7 Эффективный коэффициент теплоотдачи радиаторов в условиях вынужденного охлаждения

2.3 Математическая модель тепловых процессов радиатора

Аналитическое исследование (расчет) теплового режима является основным методом анализа при теплофизическом

конструировании элементов РЭА и широко используется на стадиях эскизного и технического проектирования.

Так как для увеличения эффективности воздушного охлаждения элементов РЭА широко используют оребрение поверхностей охлаждения, то и методы аналитического расчета будут сведены к расчету оребренных (в частном случае гладких) поверхностей [3].

Мощность, рассеиваемая поверхностью элемента, равна:

$$P = k(T - T_c)\xi S, \quad (2.16)$$

где T и S относятся к оребренной поверхности;

k - коэффициент теплопередачи;

T_c - средняя температура теплоносителя;

ξ - коэффициент эффективности ребра (при отсутствии ребер, т.е. при пластинчатом типе радиатора, $\xi=1$).

Входящие в уравнение (2.16) величины P , k , T_c , ξ и S обычно бывают заданы. Величина k зависит от интенсивности теплообмена α и термического сопротивления слоя краски или покрытия на поверхности охлаждения $\delta_{\text{п}}/\lambda_{\text{п}}$:

$$k = 1/(1/\alpha + \delta_{\text{п}}/\lambda_{\text{п}}), \quad (2.17)$$

где α - учитывает передачу тепла конвекцией и излучением.

Коэффициент эффективности ребра ξ характеризует температурный перепад по ребру и равен:

$$\xi = th(mh)/mh, \quad (2.18)$$

где $m = \sqrt{\alpha U / \lambda F}$;

U -периметр сечения ребра;

λ -коэффициент теплопроводности ребра;

F - площадь поперечного сечения ребра;

h- высота ребра.

У ребер круглого сечения $m = \sqrt{4\alpha / \lambda d}$.

У ребер прямоугольного сечения, когда длина ребра значительно меньше толщины $m = \sqrt{2\alpha / \lambda \delta}$.

где d- диаметр сечения;

δ - толщина ребра.

Коэффициент теплоотдачи излучением определяется по формуле:

$$\alpha_l = \frac{5,67 \varepsilon_{np} \left[(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4 \right]}{T_1 - T_2} \quad (2.19)$$

где T_1 и T_2 - температуры поверхностей, между которыми имеет место теплообмен излучением;

ε_{np} - приведенная степень черноты этих поверхностей.

Теплоотдача излучением играет существенную роль при естественном воздушном охлаждении. При жидкостном и испарительном охлаждении теплоотдача излучением отсутствует. Если поверхность излучающего тела значительно меньше поверхности тела, на которое происходит излучение (в частности, окружающая среда), то в (2.19) приближенно можно считать приведенную степень черноты ε_{np} равной степени черноты поверхности охлаждения ε_1 .

Конвективный коэффициент теплообмена определяется по формуле:

$$\alpha_k = Nu \lambda / l_0 \quad (2.20)$$

где Nu- критерий Нуссельта;

λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя;

l_0 – определяющий размер.

Для горизонтальной пластины, обращенной охлаждаемой поверхностью вверх, коэффициент теплообмена должен

быть увеличен на 30% по сравнению, найденной из уравнения (2.20).

При давлении воздуха, отличном от нормального, конвективный коэффициент теплообмена определяется по формуле

$$\alpha_{кн} = \alpha_{к0} (H / 760)^{0,5} \quad (2.21)$$

где $\alpha_{к0}$ - коэффициент конвективного теплообмена при нормальном давлении;

H - давление воздуха.

Так как при естественном охлаждении Gr, Pr, Nu, а следовательно, и величина конвективного коэффициента теплообмена зависят не только от T_c , но и от температуры поверхности охлаждения T , расчет теплового режима выполняется методом последовательных приближений.

Порядок расчета теплового режима ребренной поверхности при естественной конвекции с исходными данными (P , геометрические размеры поверхности охлаждения; T^D , T_c , H , ε_D , δ_D , λ_D) представлен в таблице 2 [3].

3 СПЕЦИАЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ОХЛАЖДЕНИЯ РЭС

Термоэлектрические охлаждающие устройства

Термоэлектрические охлаждающие устройства (ТОУ) применяются для охлаждения и термостатирования термочувствительных элементов радиоэлектронной и оптической аппаратуры, а также в бытовых и транспортных холодильниках, термостатах, медико-биологических приборах и др. Термоэлектрическое охлаждение, когда требуется получить температуры не ниже - 100°С относительно температуры окружающей среды, обладают рядом преимуществ перед обычными

системами принудительного охлаждения: компактность, легкость регулировки температуры, малую инерционность. ТООУ обладают удобной и гибкой характеристикой и несложным переводом из режима охлаждения в режим нагревания. Они отличаются простотой управления, возможностью точного регулирования температуры, бесшумностью, хорошими массогабаритными показателями, высокой надежностью работы и имеют практически неограниченный срок службы [4].

ТООУ — это устройства для переноса тепловой энергии от теплопередатчика с низкой температурой к теплоприемнику с высокой температурой, действие которых основано на эффекте Пельтье. Основным функциональным узлом ТООУ является термоэлектрическая батарея, набранная из электрически соединенных между собой термоэлементов. При прохождении электрического тока (от внешнего источника) через термоэлемент возникает разность температур между горячим и холодным спаями термоэлемента. При этом на холодном спае теплота поглощается из охлаждаемого вещества и передается горячему спаю и далее в окружающую среду.

Эффект Пельтье объясняется тем, что в разнородных проводниках кинетическая энергия электронов различна. Если направление тока таково, что электроны с большей энергией переходят в проводник с меньшей энергией электронов, то происходит выделение тепла на контакте за счет передачи избыточной энергии электрона кристаллической решетке. Если же направление тока таково, что электроны с меньшей энергией переходят в проводник с большей энергией электронов, происходит охлаждение контакта, так как пришедший электрон должен восполнить недостающую энергию за счет энергии решетки.

Количество выделенного или поглощенного тепла:

$$Q = P \cdot I \cdot t,$$

где P — коэффициент Пельтье (ЭДС Пельтье); I — сила тока; t — время.

Одновременно в цепи термоэлемента выделяется теплота, которая передается к холодному спаю за счет теплопроводности.

Особенно ярко эффект Пельтье проявляется на границе полупроводников с дырочной и электронной проводимостью (рис. 3.1). Разница кинетической энергии носителей по обе стороны контакта при этом особенно велика. При движении электронов из электронного полупроводника в дырочный в месте контакта (конт. 2) происходит рекомбинация электронов и дырок.

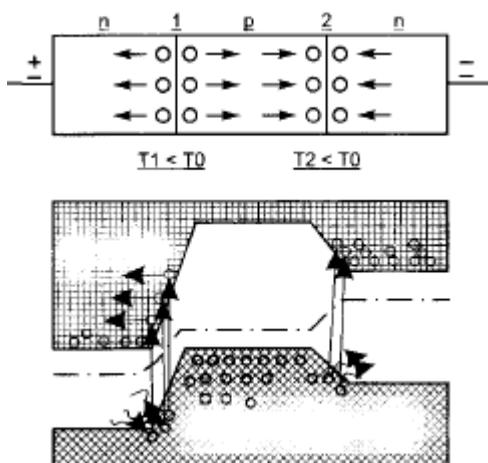


Рис. 3.1 Зонная диаграмма контакта полупроводника с металлом

Электрон при этом из зоны проводимости попадает в валентную зону и энергия взаимодействия электрона и дырки переходит в тепло. Оно выделяется на контакте, и температура контакта становится больше температуры окружающей среды T_0 , то есть $T_2 > T_0$.

Электроны в n-области и дырки в p-области оттягиваются от конт. 1. При этом электроны из валентной зоны дырочного полупроводника втягиваются полем p-n перехода в

зону проводимости электронного полупроводника. Возникающие в результате термогенерации электроны и дырки движутся в сторону от контакта, а поскольку на создание электронно-дырочных пар была затрачена энергия A_e , то она восполняется за счет энергии решетки. Это приводит к охлаждению контакта.

Термоэлементы характеризуются эффективностью охлаждения:

$$Z = \alpha^2 \cdot \sigma / \lambda,$$

где α — термоэлектрический коэффициент; σ и λ — удельные электро- и теплопроводности соответственно.

Очевидно, что КПД термоэлемента тем больше, чем выше электропроводность полупроводникового материала, так как при этом уменьшается внутреннее сопротивление и потери на тепло, и тем меньше, чем больше его теплопроводность, так как при этом увеличивается поток тепла от горячего спая к холодному. Параметр Z является функцией температуры и концентрации носителей заряда, причем для каждой заданной температуры существует оптимальное значение концентрации, при которой величина Z максимальна. Наибольшей эффективностью охлаждения обладают полупроводники. При изготовлении термоэлементов обычно используют такие полупроводниковые материалы как халькогениды висмута и сурьмы. Такие соединения являются узкозонными полупроводниками с высокой подвижностью носителей.

Тепловой баланс контактов термоэлемента складывается из теплоты Пельтье, поглощаемой на них, и джоулева тепла, выделяемого при прохождении тока. При этом температура охлаждаемого спая будет понижаться при отборе тепла до тех пор, пока поток тепла, вызванного эффектом Пельтье, не уравнивается встречным потоком, вызванным теплопроводностью и стремящимся выровнять температуры холодного и горячего спаев. Максимальная разность температур, получае-

мая на концах термоэлемента при пропускании через него тока, связана с величиной эффективности выражением

$$\Delta T_{\text{макс}} = Z \cdot T_0^2 / 2,$$

где T_0 -температура холодного спая термоэлемента.

Современные полупроводниковые ТОО обеспечивают снижение температуры от +20 до -200°C, их холодопроизводительность, как правило, не более 100 Вт.

От правильного конструктивного решения единичного термоэлемента в значительной степени зависит качественная работа всего термоохлаждающего устройства. Основным требованием, которому должна удовлетворять рациональная конструкция термоэлемента, является устранение или значительное уменьшение механических напряжений, возникающих в последнем в результате сжатия холодных и расширения горячих коммутационных пластин.

При подключении к термоэлементу питающего напряжения верхняя коммутационная пластина начинает охлаждаться и соответственно сжиматься. Нижняя, наоборот, начинает нагреваться и расширяться. В результате этого возникает пара сил. Под влиянием этих сил в термоэлементе создаются значительные механические напряжения, которые могут привести к разрушению последнего.

Поскольку полностью устранить механические напряжения не представляется возможным, было разработано несколько конструкций термоэлементов, в которых механические напряжения снижены настолько, что они не приводят к выходу термоэлемента из строя. Одна из них предусматривает использование возможно более короткой холодной коммутационной пластины. В соответствии с этим ветви термоэлемента не должны быть далеко разнесены одна от другой.

Второй из возможных конструктивных вариантов термоэлемента состоит в том, что холодная коммутационная пластина изготавливается в виде рессоры (рис. 3.2, а). В этом слу-

чае под влиянием возникающих в термоэлементе механических напряжений она будет изгибаться, не выходя за пределы упругой деформации. Естественно, что сечение рессоры должно быть таким, чтобы проходящий через нее рабочий ток не выделял заметного количества джоулева тепла.

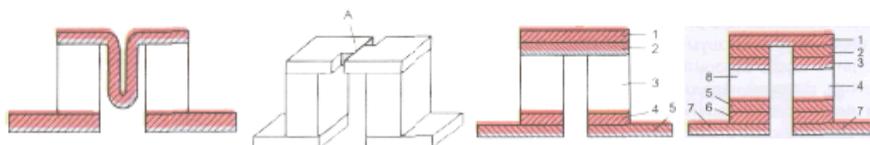


Рис. 3.2(а-г) Конструкции термоэлементов, предусматривающие снижение механических напряжений

На рис. 3.2, б изображена другая конструкция холодной коммутационной пластины, в которой сделано два идущих навстречу друг другу смещенных тонких пропила. В месте А образуется достаточно тонкая перемычка небольшой длины, выполняющая роль упругой пластины. Благодаря незначительной длине перемычка не вносит значительного сопротивления в электрическую цепь термоэлемента.

Другой путь уменьшения вредного влияния механических напряжений, возникающих в термоэлементе, предусматривает создание демпфирующих слоев между ветвями термоэлемента и коммутационными пластинами. Демпфирующий слой должен быть изготовлен из материала, обладающего достаточной пластичностью и малым омическим сопротивлением.

На рис. 3.2, в изображена конструкция подобного термоэлемента. К обеим ветвям 3, предварительно залуженным легкоплавким коммутационным припоем, припаиваются свинцовые пластинки 2 и 4. Затем к ним припаиваются верхняя 1 и нижняя 5 коммутационные пластины. В результате хорошей пластичности свинца применение таких демпфирующих прокладок практически полностью снимает механические напряжения, возникающие в термоэлементе.

На рис. 3.2, г показан термоэлемент, в котором роль демпфера выполняют сравнительно толстые прослойки висмута 3 и 5, нанесенные на ветви термоэлемента 4 и 8. Припайка ветвей к коммутационным пластинам 1 и 7 осуществляется легкоплавким коммутационным сплавом 2 и 6.

Термоэлектрические батареи собираются из последовательно соединенных термоэлементов, состоящих из ветвей р- и n-типа, связанных через коммутационные пластины, при этом количество термоэлементов может достигать нескольких сотен. Обычно термоэлементы располагаются таким образом, чтобы все холодные спаи выходили на одну сторону батареи, а все горячие — на другую (рис. 3.3, а-б).

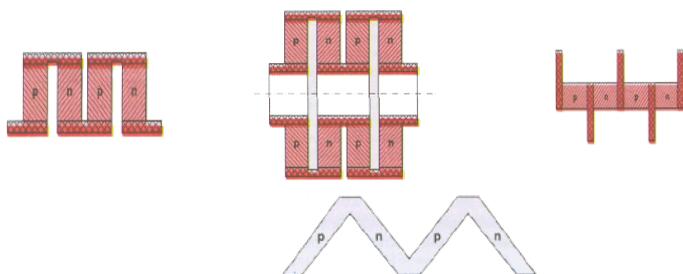


Рис. 3.3(а-г) Виды соединений термоэлементов в термобатарею

Иногда термоэлементы соединяются в батарею так, что ток проходит по ним, не меняя своего направления (рис. 3.3, в). Коммутационные пластины, служащие ребрами, выводятся в разные стороны для холодных и горячих спаев соответственно. Эта схема позволяет уменьшить потери от выделения тепла в коммутационных пластинах, так как длина пути тока в этом случае минимальна. Напряжения изгиба в полупроводниках, возникающие от различного расширения холодной и горячей сторон батареи, которые бывают довольно значительными в обычной схеме, в этом случае отсутствуют. Однако при такой схеме больше потери от перетекания тепла с горячей стороны на холодную по теплоизоляции вокруг термоэлементов. Кроме того, более длинный путь для теплового потока вдоль комму-

тационной пластины, при меньшем поперечном сечении для одинаковых коммутационных пластин, вызывает повышенные перепады температур по сравнению с обычной схемой. Термоэлектрическая батарея может быть создана и без коммутационных пластин из одного монокристалла (рис. 3.3, г).

Полупроводниковые термоэлектрические модули (ПТМ) представляют собой унифицированные одно-или многокаскадные батареи из последовательно или параллельно-последовательно включенных термоэлементов. Многокаскадные (многоуровневые) модули позволяют получить перепад температур значительно больший, чем однокаскадные. В ряде приборов, где тепловая нагрузка на термоэлементы невелика, широко используются двухкаскадные модули. При конструировании их основные задачи сводятся к осуществлению токоподвода ко второму каскаду и созданию электроизоляционного перехода между горячими спаями второго каскада и холодным спаем первого каскада. Создание токоподводов для питания второго каскада термоэлектрического модуля - весьма ответственная задача, так как токоподвод должен удовлетворять двум исключаящим друг друга условиям. С одной стороны, он должен обладать достаточным сечением, чтобы в нем не выделялось в значительном количестве джоулево тепло, которое будет создавать вредную тепловую нагрузку на термоэлементы, и, с другой стороны, токоподвод должен обладать большим тепловым сопротивлением, чтобы свести к минимуму приток тепла через него из окружающей среды к термоэлементам.

Электрическое соединение каскадов может производиться последовательно или параллельно. При последовательном соединении каскады (рис. 3.4, а) разделяются теплопереходами. Соединение верхнего каскада с нижним производится путем замыкания их коммутационных пластин: горячей - верхнего каскада и холодной - нижнего.

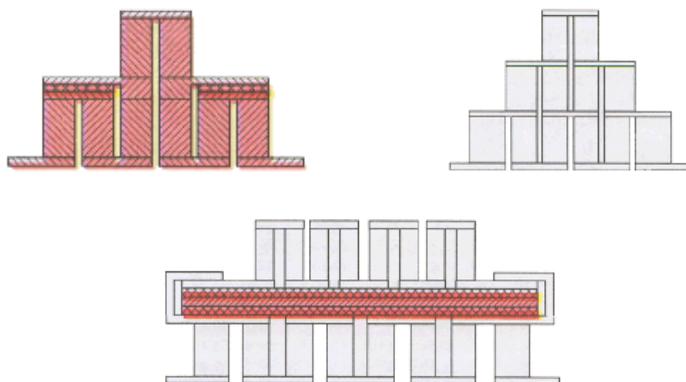


Рис. 3.4(а-в) Способы каскадного соединения термобатарей

При параллельном соединении (рис. 3.4, б) теплопереходы не нужны, так как каждая пара верхнего каскада подключена параллельно к холодным саям двух пар нижнего каскада. Однако при этом возникает несогласованность по напряжению, так как оптимальные падения напряжения в различных температурных интервалах различны. Это несколько снижает эффективность работы по сравнению с последовательным соединением. Можно соединить параллельно целиком верхний и нижний каскады, что устраняет несогласованность, но тогда необходимы теплопереходы, так как оптимальное число элементов в каскадах будет разным (рис. 3.4, б).

Для распределения тепла при переходе от одного каскада к другому, при разном числе элементов в каскадах, между теплопереходами каскадов помещают пластину из материала с хорошей теплопроводностью.

Теплообмен внешней среды с ТОУ наиболее просто осуществляется воздухом при пропускании его вдоль оребренных коммутационных пластин. Движение воздуха производит-

ся как естественной конвекцией, так и принудительной подачей с помощью вентилятора.

Наиболее предпочтительным является теплообмен при естественной циркуляции воздуха, так как при этом не требуется никаких движущихся частей, а также специальных теплоотводящих сред, что обеспечивает наибольшую надежность. Бесшумность работы при таком теплообмене также составляет, в ряде случаев, существенное преимущество. Зазоры между ребрами при естественном теплообмене относительно велики, вследствие чего они мало подвержены засорению. Однако теплоотвод с естественной конвекцией требует очень громоздких и тяжелых оребрений. Перепады температур на таких оребрениях достаточно велики вследствие небольших значений коэффициента теплоотдачи и малого количества воздуха, проходящего через оребрение. Это вызывает сильный нагрев воздуха и повышение средней его температуры между ребрами. Ребра нельзя располагать слишком тесно из-за ухудшения теплоотдачи, что ограничивает величину теплопередающей поверхности. При наличии толстой теплоизоляции для передачи тепла от спаев к оребрению необходимы массивные теплопроводы.

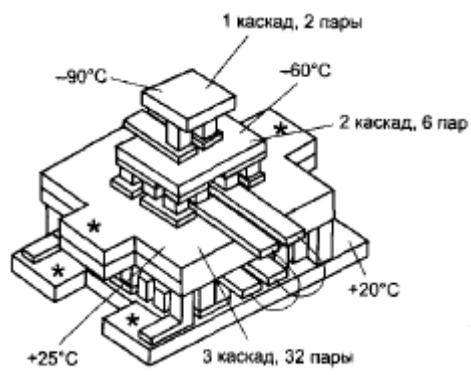


Рис. 3.5 Конструкция трехкаскадного модуля

Улучшить теплообмен можно, применив искусственный продув воздуха вентилятором. При этом сильно возрастают коэффициенты теплоотдачи, понижается средняя температура потока (из-за сброса тепла на большее количество воздуха), и ребра можно располагать с очень небольшими зазорами между ними, что позволяет разместить большую поверхность теплоотдачи. Оребрение получается более легким и компактным, но оно более сложно в изготовлении, может засоряться при длительной эксплуатации, требует дорогих узлов — электродвигателя и вентилятора, при работе возникает шум, двигатель потребляет электроэнергию. Наличие движущихся частей вызывает необходимость в специальном уходе за установкой.

Если тепло передается излучением, то для увеличения теплопередачи на излучающие поверхности желательно наносить покрытия с большой степенью черноты.

Для локального охлаждения и стабилизации температуры малогабаритных элементов радиоэлектронной аппаратуры отечественной промышленностью разработан и выпускается унифицированный ряд полупроводниковых термоэлектрических модулей типа ТМ. Параметры некоторых из них приведены в табл. 1-4. Эти модули характеризуются следующей системой параметров:

- $I_{\text{макс}}$, А — ток модуля, при котором достигается максимальный перепад температур $\Delta T_{\text{макс}}$ в отсутствии тепловой нагрузки;

- $U_{\text{макс}}$, В — напряжение на модуле, при котором достигается $\Delta T_{\text{макс}}$

- $Q_{\text{макс}}$, Вт — холодопроизводительность модуля при максимальном токе и $\Delta T_{\text{макс}} = 0$;

- $\Delta T_{\text{макс}}$, К - максимальный перепад температур при $I_{\text{макс}}$ и отсутствии тепловой нагрузки.

На рис. 3.6 представлены типы маркировок термоэлектрических модулей типа ТМ.



Рис. 3.6 Типы маркировок термоэлектрических модулей типа ТМ

В некоторых модулях после максимального значения тока в маркировке указываются конструктивные особенности исполнения:

- М — с повышенной виброустойчивостью;
- С — с антикоррозийным покрытием;
- S — с дополнительной защитой от влаги.

Важным узлом электронных устройств охлаждения является источник электропитания ПТМ. Относительно большие постоянные токи и малые рабочие напряжения ПТМ создают определенные проблемы при проектировании для них высокоэкономичных источников электропитания.

При работе ПТМ в нем возникает противо-ЭДС, поэтому источник питания должен обладать характеристиками

источника тока. Для изменения температурного режима этот ток должен быть регулируемым. При необходимости стабилизации температурного режима такой источник должен легко включаться в систему автоматического регулирования.

Этим требованиям удовлетворяет схема, выполненная на базе регулятора параллельного типа и испытанная в одном из устройств охлаждения [5].

Такой источник позволяет обеспечить оптимальный режим работы силового ключа, выполненного на полевом транзисторе, нечувствительность к режиму короткого замыкания нагрузки, содержит минимальное количество элементов и обеспечивает гальваническую развязку между питающей и выходной цепями. Так как количество тепла, отводимого ПТМ, зависит от величины пропускаемого через него тока, то регулируя ток источника питания с помощью переменного резистора, можно изменять температурный режим охлаждаемой поверхности.

При необходимости использования принудительного обдува горячей грани воздухом с помощью малогабаритного вентилятора, его питание может осуществляться непосредственно от этого же источника тока.

3.2 Вихревые трубы

Вихревая труба (Рис 3.7) обычно имеет цилиндрический корпус 1, внутри которого расположена диафрагма 2. Рядом с ней тангенциально размещен патрубок - сопло 3. В противоположном (горячем) конце трубы расположен дроссельный вентиль 4.

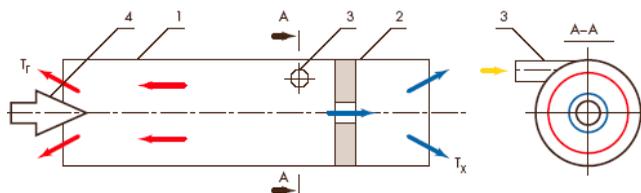
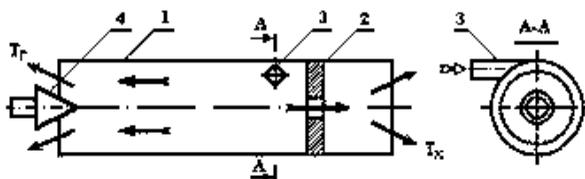


Рис. 3.7 Устройство тепловой трубы.



Вихревой эффект несмотря на довольно продолжительный срок исследований до сих пор не имеет единого, признанного всеми, научного объяснения. Нижеприведенная гипотеза базируется на передаче кинетической энергии в потоке завихренного воздуха.

В сопло 3 подается сжатый воздух. Попадая по касательной в трубу 1 завихряется и приобретает кинетическую энергию. Воздух движется в вихревом потоке с различной угловой скоростью. У оси трубы скорость вращения больше, чем на периферии. Поэтому внутренние слои воздуха, отдавая кинетическую энергию внешним слоям, охлаждаются до температуры t_x и выходят через диафрагму 2. Нагретый до температуры t_r воздух выходит через свободный конец трубы. Расход и температура воздуха регулируются дроссельным вентилем 4. Температура охлажденного воздуха зависит от его начальных параметров - давления и температуры, а также от конструкции устройства. При давлении $P = 0,41$ МПа и температуре $t_n = 20$ оС воздух может быть охлажден до конечной температуры $t_x = -80,0$ оС.

Рассмотрим схему вихревой трубы, представленную на рис. 3.7. Сжатый газ поступает в цилиндрическую трубу 2 через отверстие 5, расположенное по касательной к ее внутренней

окружности. Труба с одной стороны ограничена диафрагмой 3 с небольшим отверстием в центре 4, с другой стороны — вентиля 1. Благодаря тангенциальному расположению отверстия струе газа, охладившейся при расширении, сообщается вихревое движение. Поле угловых скоростей w вихря в сечении б-б (проходящем через плоскость входного сечения) является неравномерным: наибольшими угловыми скоростями обладают слои, расположенные по оси трубы, и по мере удаления от центра угловая скорость вихря падает. В этой неравномерности распределения угловых скоростей и кроется возможность температурного распределения слоев газа в вихревом холодильнике. При вращательно-поступательном движении вдоль трубы центральные слои, вращающиеся с большими скоростями, испытывают сопротивление со стороны слоев, вращающихся с меньшими скоростями. Наличие трения между слоями газа приводит к тому, что в некотором сечении $a-a$ распределение угловых скоростей становится близким к равномерному. Это означает, что центральные слои отдали часть своей энергии на производство механической энергии против сил трения и благодаря этому сохранили ту пониженную температуру, которую они получили при расширении на входе в трубу. Для массы газа m , вращающегося со скоростью w на расстоянии r от центра, переданная внешним слоям кинетическая энергия

$$\Delta E = \frac{mr^2}{2}(w_1^2 - w_2^2),$$

где w_1, w_2 — угловые скорости потока в сечениях $a-a$, б-б на расстоянии r от оси.

Охладившийся центральный поток газа выходит из вихревой трубки через отверстие в диафрагме, более нагретые внешние слои отводятся наружу через вентиль 1. Движение потоков может осуществляться как в одном, так и в противоположном направлениях.

Эффекты охлаждения и подогрева воздуха определяются разностями температур:

$$\Delta T_x = T_{ex} - T_z,$$

$$\Delta T_z = T_z - T_{ex},$$

где T_{ex} , T_z , T_x — температуры газа на входе, горячего и холодного потоков на выходе.

Отношение массового расхода холодного воздуха G_x к общему расходу G воздуха называется *относительным расходом* -воздуха $\mu = G_x/G$ и является важным параметром ВТ. Для теплоизолированной ВТ известна зависимость [6]

$$\Delta T_x = \frac{(1 - \mu)\Delta T_z}{\mu},$$

$$\mu = \frac{G_x}{G},$$

из которой следует, что чем больше доля μ холодного воздуха, тем меньше ΔT_x при данной ΔT_z , и наоборот. Характеристика вихревой трубы строится обычно в виде $\Delta T_x = f(\mu)$ и приведена для теплоизолированной трубы на рис. 2.20. Из рисунка видно, что при

$\mu = 0,25$ достигается наибольший эффект охлаждения, при дальнейшем увеличении μ , этот эффект падает и при $\mu=1$ исчезает. Подогрев горячего газа, возрастая с ростом μ , достигает максимального значения при μ , близком к 1 (на рис. 2.20 [2]. не показано), а затем резко падает до нуля.

Получение холода в вихревом холодильнике требует больших энергетических затрат по сравнению с обычными методами. Например, для получения температуры -40°C вихревой холодильник даже при небольших холодопроизводительностях (около 100 Вт) требует в 10 раз большего расхода энергии, чем компрессионные холодильные машины. Энергетические показатели можно значительно улучшить, если вторично использовать энергию выходных потоков (их температуру и давление), так как температура отработанного холодного потока остается ниже температуры сжатого воздуха на входе в ВТ. Для этого используется теплообменник в сочетании с ВТ и

объектом охлаждения. Отличительной особенностью ВТ является простота конструкции и надежность работы, что позволяет, несмотря на невысокий к.п. д. (характеризует степень приближения к идеальной тепловой машине и составляет 0,23), конкурировать в ряде случаев с другими способами охлаждения. Известно применение ВТ для создания холодильных камер, термостатов (с объемом камеры до 1 м^3), для кондиционирования, и для охлаждения мощных полупроводниковых приборов.

Обычно ВТ как охлаждающее устройство используют при температурах выше -100°C , причем наиболее целесообразно использовать их для локального охлаждения. Приведем несколько цифр, количественно характеризующих ВТ. Коэффициент теплоотдачи между вихрем и стенкой трубы $1200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, между вихрем и помещенным в него (в приосевую область) телом около $600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Вихревая труба диаметром 1 мм и длиной 10 мм при расходе воздуха $0,25 \text{ л/с}$ позволяет отвести тепловой поток до 5 Вт . Одна из типичных конструкций микрохолодильника имеет следующие параметры: рабочее давление воздуха 10^6 Па ; температура сжатого воздуха 20°C ; температура холодного воздуха -55°C ; общий расход воздуха $0,7 \text{ л/с}$; диаметр 18 мм , длина 50 мм ; масса 15 г ; диаметр патрубка горячего потока 3 мм [6].

Основные преимущества вихревых установок.

По сравнению с традиционными генераторами холода вихревые трубы обладают рядом преимуществ:

- Значительно большая холодопроизводительность по сравнению с дросселированием; возможность охлаждения газов и газовых смесей независимо от знака интегрального дроссель-эффекта;

- Конструктивная простота, компактность, безопасность и надежность в промышленной эксплуатации по сравнению с более эффективными, но и значительно более сложными и дорогостоящими генераторами холода (детандеры, пульсационные охладители газа и др.);

- Возможность работы на агрессивных и взрывоопасных газах содержащих жидкие и твердые включения;
- Автоматическое регулирование в широком диапазоне расхода газа (20-100%) с относительно небольшим изменением температурного режима;
- Легкость в обслуживании и поддержании технологического режима;
- Низкие капитальные затраты.

3.3 Охлаждение с помощью фазовых переходов

Такие устройства просты по конструкции, надежны, потребляют мало энергии и по некоторым показателям (массе, габаритам, стабильности температуры) могут быть конкурентоспособными и даже превосходить другие технические решения. Обычно используют два режима работы рассматриваемых устройств: хранение криогенной жидкости в теплоизолированном контейнере и отвод теплоты от объекта при испарении хладоагента. В качестве хладоагентов используют в основном обычные для криогенной техники вещества, физические свойства которых приведены в табл. А.13. Из таблицы следует, что выбор оптимального хладоагента зависит от диапазона температур охлаждения и других факторов. Например, для 3—40 К перспективен жидкий неон, который обладает, кроме того, высокой плотнр-

стью. Жидкостные системы чаще используют в устройствах с ограниченным сроком предварительного хранения и малой длительностью рабочего цикла, а системы с твердым хладоагентом применяют в случае ограниченного энергопотребления.

Жидкостные системы охлаждения применяют в виде трех конструктивных схем [1, 6, 18]: совмещенные — объект охлаждения представляет одно целое с сосудом, содержащим хладогент; дистанционные — хладогент передается от сосуда к объекту, по специальному трубопроводу; дистанционные с

испарением хладагент а, который затем в виде сжатого газа подается на вход дроссельного микроохладителя.

В последние годы разработаны различные конструкции криогенных установок с использованием твердого криогенного вещества. Появление таких устройств вызвано рядом причин: меньшей по сравнению с жидкостными массой (теплота фазового перехода при сублимации имеет более высокое значение, чем при кипении); нет проблемы разделения фаз в условиях невесомости.

Основные элементы криогенной установки с твердым хладагентом показаны на рис. 2.22 и содержат теплоизолированный контейнер 4 с отвержденным хладагентом 5, устройство для отвода паров 1 и поддержания в контейнере постоянного давления 6, хладопровод 7 к объекту охлаждения; внешний контейнер 2 теплоизолирован с помощью эффективной изоляции 3. Выбор хладагента во многом определяет характеристики и конструкцию установки.

3.4 Тепловые трубы (ТТ)

3.4.1 Принцип действия и основные характеристики ТТ

Тепловая труба- устройство, предназначенное для переноса теплового потока с одного конца трубы в другой за счет использования скрытой теплоты фазового превращения теплоносителя, помещенного внутри герметичной ТТ. На рис. 3.8. представлено схематическое изображение ТТ в форме круглого полого цилиндра 1 с большим отношением длины L к диаметру d . Внутренняя поверхность трубы выложена капиллярно-пористой структурой 2, последняя насыщена смачивающей жидкостью и граничит с паровым объемом z — центральной частью трубки радиуса rn . Капиллярно-пористая структура может представлять собой металлическую сетку, спеченные шарики, металловолокна, стеклоткани и даже систему канавок на внутренней поверхности корпуса 1. Смачивающая жидкость является теплоносителем и в зависимости от

уровня температуры в зоне источника **а** выбираются жидкие металлы, ртуть, аммиак, вода, ацетон, спирты, фреоны и т. п. При температурах свыше 750 К используются жидкие металлы; для диапазона $550 \leq T \leq 750$ К — ртуть (высокотемпературные ТТ). В области среднего диапазона температур $200 \leq T \leq 550$ К используются в качестве теплоносителя органические жидкости, вода (низкотемпературные ТТ); при температурах ниже 200 К теплоносителем являются сжиженные газы (криогенные ТТ). При подводе теплового потока $\Phi_{п}$ к испарительной зоне **а** теплоноситель в этой части капиллярно-пористой системы начинает испаряться и пары, пройдя транспортную зону **б**, поступают в противоположный конец трубы **в** — в конденсационную зону, где отводится теплота. Здесь пар конденсируется и жидкость под действием капиллярных сил снова поступает по фитилю в зону испарения. При конденсации пара выделяется поток $\Phi_{о}$, который отводится в теплообменник. Между зонами испарения и конденсации возникают небольшие температурные градиенты, а боковая поверхность цилиндра **1** в транспортной зоне **б** практически не меняет температуру, поэтому можно считать, что через зону **б** переносится весь поток Φ , т. е. $\Phi = \Phi_{п} = \Phi_{о}$.

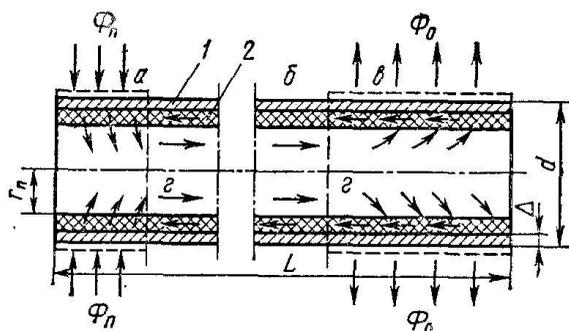


Рис.3.8 Схема тепловой трубы

На рис. 3.9 представлена схема гравитационного термосифона, в котором в отличие от тепловых труб возврат конденсата происходит под действием сил гравитации. Необходимым условием работы термосифонов является наличие гра-

витационных сил и расположение зоны конденсации **б** над испарительной зоной **а**. Тепловые трубы могут иметь различные формы и конфигурации, обычно они стандартизованы по типоразмерам и функциональному назначению или специально изготовлены для охлаждения конкретного объекта. На рис. 3.10, а, б, в, г изображены некоторые типы тепловых труб.

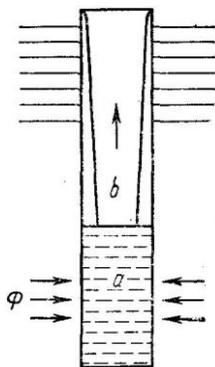


Рис.3.9 Схема термосифона

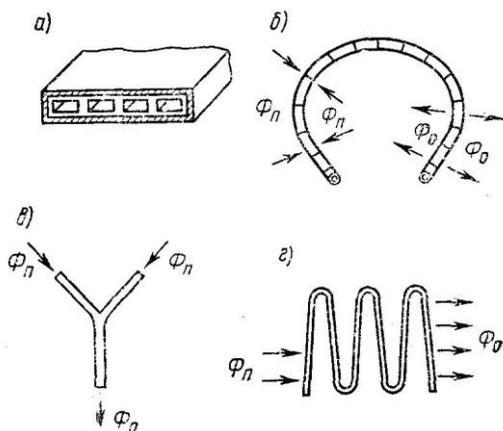


Рис.3.10 Тепловые трубы различного типа:
 а – плоская; б – гибкая; в – У-образная; г – змеевидная;
 Фп и Фо – подведенный и отведенный потоки теплоты.

В 60—70-х годах основной областью применения ТТ являлась ядерная энергетика и космическая техника, в последние годы одним из объектов использования ТТ становятся радиоэлектронные устройства. Физические процессы и особенности конструкций ТТ придают им ряд особых качеств. Прежде всего в ТТ возможно транспортировать тепловые потоки порядка $10^2 - 10^1$ Вт/м², а также разветвлять тепловой поток по нескольким каналам (рис. 3.10, в). Низкое тепловое сопротивление транспортной зоны приводит к большой эффективной теплопроводности ТТ, которая в несколько раз превышает теплопроводность меди и серебра. Тепловая труба способна работать в любом положении вне зависимости от ориентации в пространстве и гравитации. Кроме того, при циркуляции теплоносителя внутри ТТ отсутствуют движущиеся детали, насос, а само устройство автономно.

Тепловые трубы принято характеризовать тремя группами параметров: теплофизических, конструктивных и стыковочных.

К теплофизическим параметрам относятся тепловой поток, передаваемый с помощью ТТ от источника теплоты в теплообменник при заданных условиях эксплуатации; уровень рабочих температур; термическое сопротивление **R** тепловой трубы, равное отношению разности среднеповерхностных температур стенок зоны испарения $t_{исп}$ и конденсации $t_{кон}$ к переносимому тепловому потоку:

$$R = (t_{исп} - t_{кон}) / \Phi$$

Конструктивные параметры определяют внешние и внутренние особенности конструкции ТТ, а именно: конфигурацию и наружные размеры корпуса, испарительной, конденсационной и транспортной зон, толщину и материал стенок корпуса, устройство фитиля.

Стыковочные параметры характеризуют условия эксплуатации аппаратуры и способы сочетания последней с ТТ,

например способ передачи теплоты от источника к ТТ, конструктивное оформление областей контакта в испарительной и конденсационной зонах, термическое сопротивление контакта.

3.4.2 Примеры применения тепловых труб в РЭС

В РЭС тепловые трубы могут выполнять ряд функций: с их помощью теплоотдающая поверхность может быть вынесена за пределы основных функциональных блоков и узлов, тепловые трубы позволяют создать внутри приборов области сравнительно равномерного температурного поля и тем самым снизить механические напряжения, решать задачи термостабилизации и др.

В настоящее время известны примеры использования ТТ для охлаждения как отдельных теплонагруженных элементов и узлов, так и целых радиоэлектронных блоков и устройств. Рассмотрим некоторые примеры. Пусть весь прибор охлаждается благодаря свободной вентиляции, но при этом возникает необходимость размещения внутри прибора теплонагруженного элемента или блока, требующего для нормальной работы принудительной вентиляции (рис. 3.11, а), а место для размещения вентилятора отсутствует. В этом случае с помощью ТТ тепловой поток может быть отведен на часть орбитального корпуса прибора (рис. 3.11, б). На рис. 3.12 показано одно из возможных решений отвода теплоты от платы с микросхемами: от микросхем 2 тепловой поток через монтажную плату 3 передается к металлической рамке 4, в часть которой встроена тепловая труба 5; зона конденсации выполнена в виде конуса, плотно вставленного в конусное отверстие теплообменника. Такое решение позволяет избежать непосредственного омывания жидкостью конструкций РЭС.

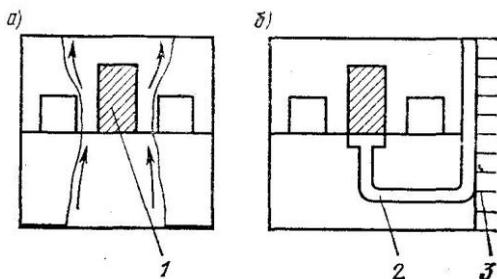


Рис.3.11 Охлаждение отдельного теплонагруженного блока или элемента: а – в условиях свободной вентиляции; б – с помощью тепловой трубы; 1 – теплонагруженный элемент; 2 – тепловая труба; 3 – наружное оребрение корпуса.

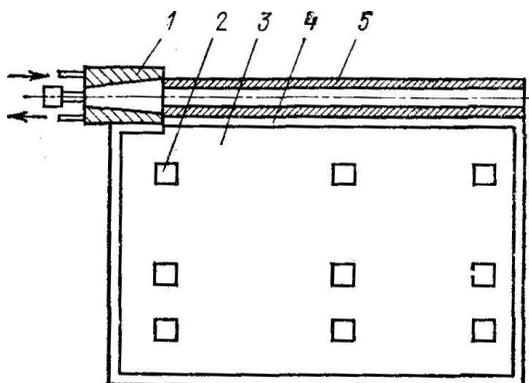


Рис.3.12 Охлаждение платы с микросхемами с помощью ТТ

Тепловые трубы используются также для охлаждения целых радиоэлектронных блоков, в аппаратуре с упорядоченной структурой элементов, во вторичных источниках питания. Применение. ТТ в таких системах позволяет эффективно использовать корпус прибора как внешнюю поверхность теплообмена, увеличить компактность прибора, исключить контакт охлаждающей среды с элементами. На рис.3.13. приведена схема компоновки секции приборного шкафа 4 с использова-

нием тепловых труб 6, образующих монтажную плату с размещенными на ней транзисторными модулями 5. От плат — тепловых труб поток передается в теплообменник 2, контактирующий с зоной конденсации ЗТТ; теплообменник помещен в общую систему 1 конвективного охлаждения шкафа. Заметим, что эффективность применения ТТ в РЭА достигается благодаря реализации ряда мер, обеспечивающих малые перепады температур на всем тракте теплового потока в аппарате. Для этого необходимо создавать хорошие тепловые контакты в любых соединениях, применять платы с повышенной теплопроводностью.

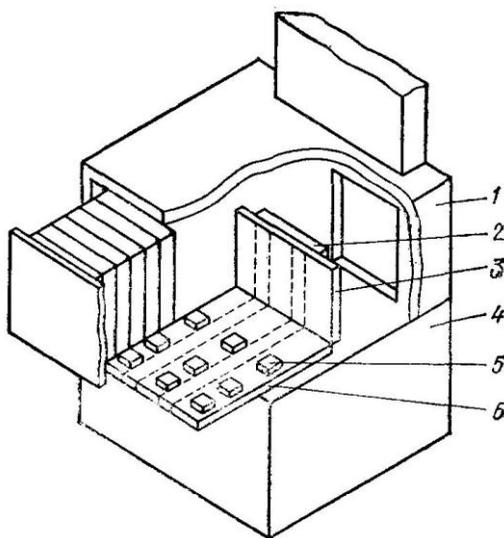


Рис.3.13 Компоновка приборного шкафа с использованием ТТ

3.5 Турбохолодильник

Турбохолодильник представляет собой газовую турбину, в которой внутренняя энергия газа при расширении преобразуется в механическую работу. Турбохолодильники могут использоваться там где есть лоточник сжатого воздуха.

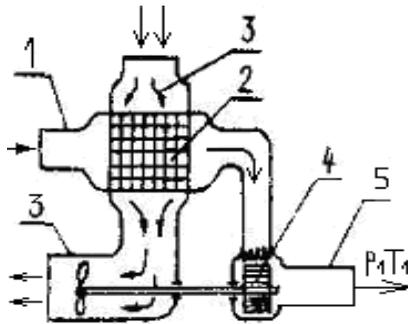


Рис. 3.14 Устройство турбоохладительного агрегата

Турбоохладительник состоит из двух основных частей - турбины и вентилятора, закрепленных на одном валу. Для предварительного охлаждения сжатого воздуха турбоохладительники имеют теплообменник. в последнем случае турбоохладительники и теплообменник образуют турбоохладительный агрегат. Сжатый воздух через воздуховод 1 проходит через воздухо-воздушный теплообменник 2, где предварительно охлаждается атмосферным воздухом 3. Охлажденный воздух поступает на сопла турбины турбоохладительника и далее на лопатки турбины 4, где в процессе расширения окончательно охлаждается и через выходной патрубок 5 подводится к охлаждаемому объекту. Температура воздуха на выходе из турбоохладительника

где

- КПД турбоохладительника;

- работа идеального турбоохладительника, т.е. тавого, в котором расширение газа происходит адиабатно (без теплообмена с окружающей средой)

K - показатели адиабаты, U - работа, совершаемая в реальном процессе; C_p - теплоемкое» воздуха ори давления на входе. Холодопроизводительность турбоохладительника определяется по

где G - весовой расход воздуха в единицу времени (о.). Турбокомпрессоры находят применение, когда требуется

большая холодопроизводительность при относительно небольшом охлаждении воздуха ($T_{\text{Г}} - T_{\text{Г}} = 30 \cdot 50 \text{ K}$).

3.6 Использование полипараксилиленового покрытия в качестве метода влагозащиты РЭС

К сожалению, радиоэлектронные средства (РЭС) не наделены возможностями саморегулирующейся системы, позволяющими ей приспособиться к изменениям температуры и влажности воздуха в широких пределах. Повышение влажности воздуха, а в предельных случаях и конденсация влаги, приводят к ухудшению диэлектрических свойств изоляционных материалов и в первую очередь – оснований печатных плат (ПП).

В современном производстве РЭС и вычислительной техники специального назначения важная роль в обеспечении надежности их работы при воздействии различных климатических факторов принадлежит методам влагозащиты. Для электронных модулей до III поколения РЭС включительно существующие лаковые материалы на основе эпоксидных, уретановых и силиконовых связующих в основном соответствовали требованиям обеспечения влагозащиты. Однако с появлением современной высокоинтегрированной элементной базы области применения традиционных лаков резко сократились, вплоть до полного отказа от их применения.

У многих специалистов слово "влагозащита" ассоциируется с лаковым покрытием. Нанесение дополнительного полимерного покрытия на ПУ – один из наиболее распространенных методов влагозащиты. Это более универсальный и, что немаловажно, более экономичный метод по сравнению с заливкой изделий полимерными компаундами. Традиционно для нанесения покрытия используют лаки, а формирование полимерной пленки на поверхности ПУ происходит чаще всего в результате одновременно протекающих процессов испарения растворителя и реакции поликонденсации связующего. Сравнительные результаты испытаний на влагостойкость ПП

без покрытия и с лаковым покрытием показывают [8], что скорость изменения (уменьшения) сопротивления изоляции в ПП с лаковым покрытием значительно меньше. В ПП с лаковым покрытием несколько выше и конечное значение сопротивления изоляции, хотя при увеличении времени испытаний, вероятно, эта разница исчезнет. Полимерное покрытие работает как дополнительный диффузионный барьер на пути влаги к поверхности ПП, а эффективность этого барьера будет тем выше, чем ниже его диффузионная проницаемость.

Для получения влагозащитного полимерного покрытия вовсе не обязательно использовать лакокрасочные материалы. Так, предлагается метод вакуумной пиролитической полимеризации. Привлекательность этого метода обусловлена возможностью получения покрытия одинаковой толщины (от единиц ангстрем до десятков микрометров) по всей поверхности, в том числе в труднодоступных местах (щелях, глухих и сквозных отверстиях и др.). К сожалению, это преимущество одновременно является и недостатком, так как влечет за собой усложнение защиты контактных поверхностей на ПУ и соединителях. Для реализации метода разработано специализированное оборудование. По целому ряду причин, особенно экономических, будущее этого метода видится в первую очередь в области микроэлектроники.

Наиболее хорошо изученными и нашедшими широкое промышленное применение являются полипараксилиленовые покрытия (ППКП), получаемые вакуумпиролитической полимеризацией из цикло-ди-*n*-ксилиленов, химические формулы которых приведены на рис. 3.15.

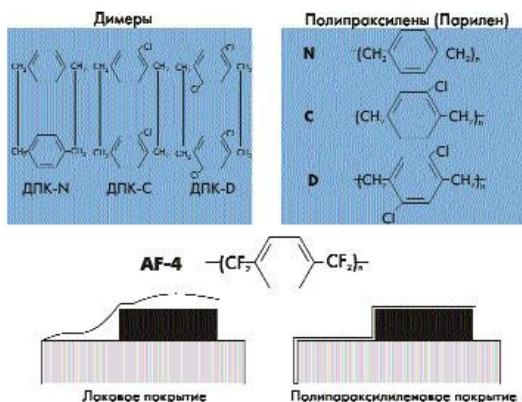


Рис. 3.15

ППКП наносятся на специальных вакуумных установках (рис.3.16). Покрытие толщиной 5–10 мкм не содержит точечных отверстий и благодаря низкой паро- и газопроницаемости характеризуется исключительно высокой влагостойкостью и устойчивостью к проникновению коррозирующих жидкостей и газов. Кроме того, толщина наносимого слоя получается равномерной, исключается образование натеков, оголение острых кромок, непокрытых мест, например под элементами сложных электронных схем, в узких каналах.

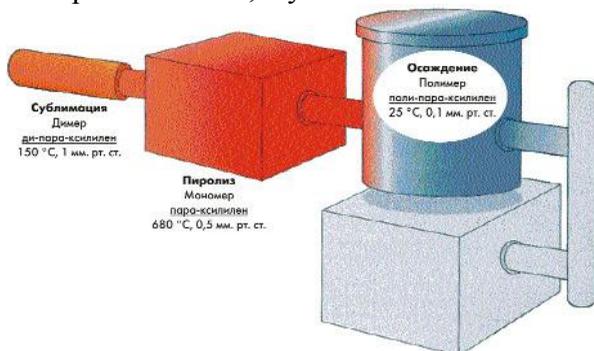


Рис. 3.16 Вакуумная установка

В отличие от лаковых покрытий, когда для обеспечения требуемых защитных свойств покрытие осуществляется мето-

дом многократного нанесения материала толщиной 50–80 мкм, при использовании ППКП эквивалентное по защитным свойствам покрытие наносится за одну операцию. Важной особенностью ППКП является отсутствие внутренних напряжений, так как осаждение идет из газовой фазы, минуя жидкую.

Стоимость 1 дм² покрываемой поверхности составляет от 0,5 до 3 \$ и зависит от размеров изделий, их конструктивного исполнения, необходимой толщины покрытия и от количества одновременно покрываемых изделий.

Кроме того, для каждого конкретного применения решаются вопросы, связанные с очисткой поверхности от ионных и жировых загрязнений, специальной подготовкой поверхности (аппретирование), защитой мест, не подлежащих покрытию, технологией ремонта изделий. При решении вопроса о целесообразности применения ППКП в каждом конкретном случае исходят из условий эксплуатации изделия, конструктивно-технологического исполнения, экономических показателей, требований к чистоте и экологии процесса.

Весьма целесообразно применение ППКП в электронных модулях с высокой плотностью монтажа, в том числе БИС, ГИС и т. п. Перспективно также применение ППКП для создания дополнительной защиты изделий микроэлектронной техники и резистивно-пленочных элементов, герметизированных в металлические или металлокерамические корпуса. В этом случае обеспечивается защита непосредственно каждого элемента конструкции, в том числе ИС, полупроводниковых приборов, резисторов и т. д., что в 3–5 раз повышает влагоустойчивость изделия в целом, а в ряде случаев может быть исключена общая герметизация изделия в корпусе, составляющая до 30 % от общей трудоемкости и стоимости изделия.

В табл. 3.1 приведены свойства полипараксилиленов. Покрытия характеризуются исключительно низкой влагопроницаемостью, высокими диэлектрическими свойствами, термостабильностью, хорошими физико-механическими свойствами.

Таблица 3.1

Параметр	Значение параметра	
	полипара- силилен	полидихлор- параксилилен
Диэлектрическая проницаемость		
<i>60 Гц</i>	<i>2,65</i>	<i>3,15</i>
<i>100 Гц</i>	<i>2,65</i>	<i>2,95</i>
Электрическая прочность, кВ/мм	<i>260</i>	<i>145</i>
Объемное удельное сопротивление, Ом·см		
<i>при 50 % j</i>	<i>10¹⁷</i>	<i>10¹⁵</i>
<i>при 90 % j</i>	<i>10¹³</i>	<i>10¹⁴</i>
Тангенс угла диэлектрических потерь		
<i>60 Гц</i>	<i>0,0002</i>	<i>0,020</i>
<i>100 Гц</i>	<i>0,0006</i>	<i>0,013</i>
Предел прочности при растяжении, кг/см ²	<i>600</i>	<i>910</i>
Относительное удлинение при разрыве, %	<i>30-200</i>	<i>200</i>
Плотность, г/см ³	<i>1,11</i>	<i>1,29</i>
Коэффициент трения		
<i>статический</i>	<i>0,25</i>	<i>0,29</i>
<i>динамический</i>	<i>0,25</i>	<i>0,29</i>
Температура плавления, °С	<i>405</i>	<i>280</i>
Водопоглощение за 24 часа, %	<i>0,01</i>	<i>0,06</i>
Термический коэффициент линейного расширения 10 ⁻³ /°С	<i>6,9</i>	<i>3,5</i>

Одним из наиболее привлекательных материалов в этом плане является поли- j , j , j' , j' -тетрафтор- p -ксилилен, имеющий диэлектрическую постоянную 2,35 и термостабильность более 450 °С. Что немаловажно, технология нанесения его на поверхность аналогична применяемым для производства чипов вакуумным твердотельным технологиям.

Некоторые характеристики пленок поли- j , j , j' , j' -тетрафтор- p -ксилилена приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Параметр	Значение параметра
Диэлектрическая проницаемость, при 1 МГц	2,35
Тангенс угла диэлектрических потерь, при 1 МГц	$<0,001$
Объемное сопротивление, Ом·см (23°C)	$5,3 \cdot 10^{10}$
Поверхностное сопротивление, Ом (23°C)	$1,3 \cdot 10^{14}$
Диэлектрическая прочность, кВ/мм	250
Разрывное удлинение, %	20
Разрывное напряжение, МПа	45
Влагопоглощение, %	$<0,1$
Термостабильность, °С	>450

Несмотря на достаточно низкую диэлектрическую проницаемость применяемых ППКП (2,65 — для незамещенного полимера, 3,1 — для моноклорзамещенного полимера и 2,82 — для дихлорзамещенного полимера), их термическая стабильность ограничена 150–200 °С, что не позволяет использовать такие покрытия, например, в микроэлектронике в качестве межслойной изоляции для полупроводниковых приборов (чипов). В настоящее время основным материалом для этой цели является SiO₂, характеризующийся, однако, наряду с высокими термическими свойствами, весьма высокой диэлектрической постоянной (= 4,0). Его замена на другие материалы с

существенно более низкими значениями (2,0–2,4) позволит значительно повысить частотный диапазон чипов.

Благодаря уникальному сочетанию свойств и преимуществу метода полимер используется в самых различных областях: оптика, химия, медицина, фармакология, библиотеки, архивы, музеи и т. д., что позволяет говорить о большом будущем применения этого материал.

4 ВЫБОР ОЦЕНОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ И МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЙ

В паспорте мощных генераторных ламп завод-изготовитель указывает условия охлаждения и максимальную допустимую температуру ее конструктивных элементов. Поэтому первым и основным оценочным параметром при сравнении различных систем обдува работающей радиолампы принята максимальная температура анодного теплоотвода $t_{A \max}$.

Охлаждение лампы зависит от подачи воздуха вентилятором. Поэтому для наиболее эффективного использования воздушного потока воздушный тракт усилителя должен иметь минимальное аэродинамическое сопротивление. Оно, в общем случае, обусловлено местом расположения вентилятора, формой радиолампы, ее панели и конфигурацией воздуховода.

Движущийся в воздуховоде поток характеризуется скоростью V , м/с, и подачей $V=v \cdot s$, м³/с, где s —площадь поперечного сечения воздуховода в месте измерения скорости, м². всякое сопротивление на пути воздушного потока вызывает уменьшение скорости, а следовательно, потерю подачи.

Эти величины можно использовать для оценки сопротивления воздушного тракта. Поэтому вторым оценочным параметром при сравнительных испытаниях систем охлаждения

принята величина снижения подачи ΔV , выраженная в %:

$$\Delta V = ((V_6 - V) / V_6) \cdot 100\%$$

где V - подача вентилятора в системе обдува, $\text{м}^3/\text{ч}$;

V_6 - подача вентилятора в базовом варианте, с которым происходит сравнение, $\text{м}^3/\text{ч}$.

4.1 Системы охлаждения с осевым вентилятором

Практически возможны четыре варианта обдува радиолампы: боковой, осевой приточный, осевой вытяжной и осевой двухвентиляторный приточно-вытяжной. Оптимальный из них определялся практически по эффективности охлаждения [10].

При боковом обдуве (рис. 4.1) охлаждающий воздух проходит только через часть ребер теплоотвода лампы и поверхность охлаждения сокращается в 9...21 раз (табл. 1). Улучшить охлаждение можно, увеличив скорость воздуха, но при этом возрастут габариты и шум вентилятора. Неэффективность схемы очевидна. Завод-изготовитель также не рекомендует использовать боковой обдув для ламп, рассчитанных на осевой проход воздуха.

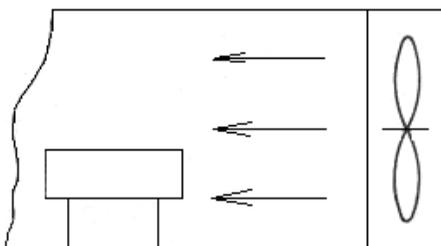


Рис. 4.1 Боковая система обдува

Таблица 4.1

Наименование лампы	ГУ-43 Б	ГУ-74 Б	ГУ-78 Б	ГУ-84 Б
Общая площадь охлаждения теплоотвода S_0 , см^2	3000	410	1720	1566

Площадь цилиндрической внешней поверхности $S_B, \text{см}^2$	140	44	140	126
S_O/S_B	21	9	12	12

Результаты испытаний вытяжной (рис. 4.2) и приточной (рис. 4.3) систем обдува представлены в табл. 2. Измерения показали, что подача вентилятора в вытяжной системе ($53 \text{ м}^3/\text{ч}$) в 2,4 раза больше, чем в приточной ($22 \text{ м}^3/\text{ч}$). Если производить сравнение по температуре теплоотвода, которую можно измерить более точно, то $t_{A \text{ max.}}=130^\circ\text{C}$ достигается в приточной схеме при $P_A=240 \text{ Вт}$, а в вытяжной схеме $t_{A \text{ max.}}=126^\circ\text{C}$ при $P_A=460 \text{ Вт}$. Следовательно, вытяжной вентилятор отводит примерно в два раза больше тепла, чем приточный.

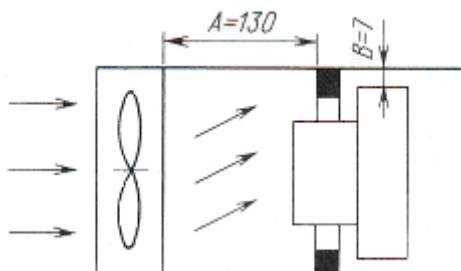


Рис. 4.2 Вытяжная система обдува

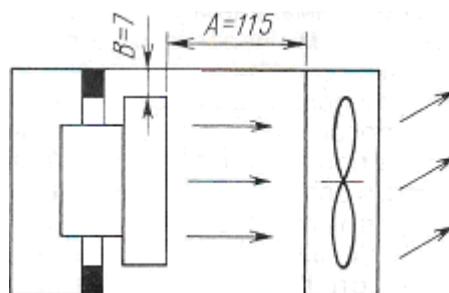


Рис. 4.3 Приточная система обдува

Таблица 4.2

Измеряемый параметр	Приточная схема	Вытяжная схема	
Подача V , м ³ /час	22	53	
Снижение подачи ΔV , %	82	56	
P_A , Вт	240	240	460
$t_{A \max}$, °С	130	82	126

Так как аэродинамическое сопротивление лампы с панелью в данном случае зависит от места расположения вентилятора. Полученный результат объясняется следующим.

Поток воздуха, выходящий из осевого вентилятора, не прямоочный, а завихренный, и поступает он в кольцевую щель панели не перпендикулярно, а под углом (рис. 4.3). Завихренный воздух при входе в панель ведет себя как камень, брошенный в воду под углом; многократно отскакивая от нее, прежде чем погрузиться. Поэтому 82% подачи вентилятора теряется на трение между отдельными слоями потока. Это значительно ухудшает отвод тепла.

При работе вытяжного вентилятора под действием разряжения через лампу проходит прямоочный поток, поэтому величина снижения подачи значительно меньше. В этом случае она в основном обусловлена лобовым столкновением с катодом.

Недостаточную подачу воздуха можно увеличить двумя способами: применить более мощный вентилятор или установить второй вентилятор соосно с первым. Для определения лучшего способа были испытаны двухвентиляторные системы обдува.

Установлено, что эффективность подачи спаренных вентиляторов зависит от расстояния между ними. При расстоянии 30 мм прирост подачи составил 5 %. Причина, очевидно, в том, что закрученный воздушный поток от первого вентилятора попадает на лопасти второго под неоптимальным

углом, не захватывается этими лопастями, а отражается от них. С увеличением расстояния до 100 мм подача возрастает на 30 %, так как поток воздуха от первого вентилятора приобретает осевую направленность и более успешно захватывается лопастями второго вентилятора. Очевидно, с увеличением расстояния эффективность второго вентилятора будет расти. Но длинный воздуховод увеличит габариты и затруднит компоновку. Поэтому применение сдвоенных вентиляторов неоправданно.

Очевидно, что для согласованной работы вентиляторов следует подбирать расстояние между ними, форму и взаимное расположение лопастей, а также устанавливать «выпрямляющий» воздушный поток пластины.

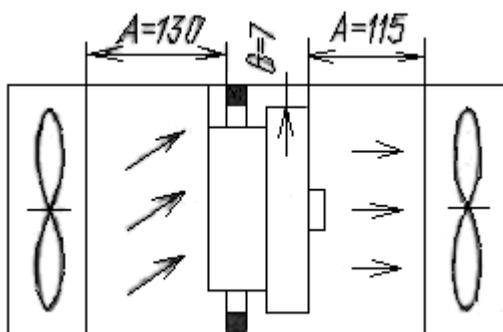


Рис. 4.4 Осевая двухвентиляторная приточно-вытяжная схема обдува

Осевая двухвентиляторная приточно-вытяжная схема обдува показана на рис. 4.4. По результатам измерений, приведенным в табл. 4.3, видно, что после присоединения к вытяжной схеме второго, приточного, вентилятора подача воздуха возросла только на 20%, а $t_{A \max}$ уменьшилась на 8 %. Следовательно применение второго, приточного, вентилятора неэффективно. Причины этого явления уже рассмотрены выше.

По результатам испытаний различных вариантов обдува с осевыми вентиляторами можно сделать следующие выводы:

1. Оптимальной является вытяжная система охлаждения с одним вентилятором, обеспечивающим необходимую подачу воздуха.
2. Применение второго вентилятора для увеличения подачи неоправданно при любой системе охлаждения.

4.2 Системы охлаждения с центробежным вентилятором

Испытаны три системы обдува с центробежным вентилятором: приточная с соостным потоком (рис. 4.5), вытяжная (рис. 4.6); приточная с боковым потоком (рис.4.7).

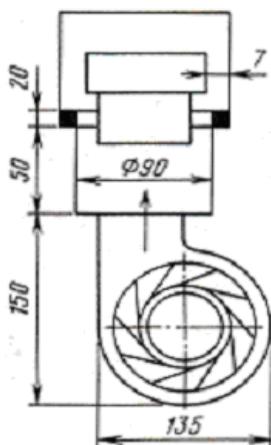


Рис. 4.5 Приточная с соостным потоком система обдува

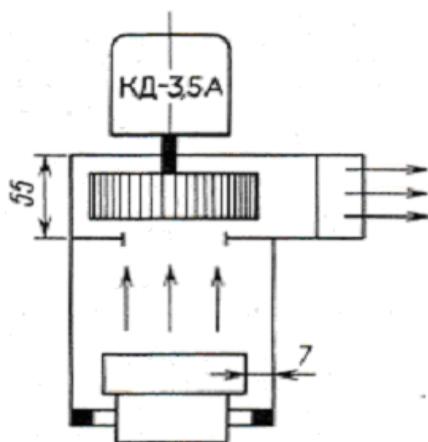


Рис.4.6 Вытяжная система обдува

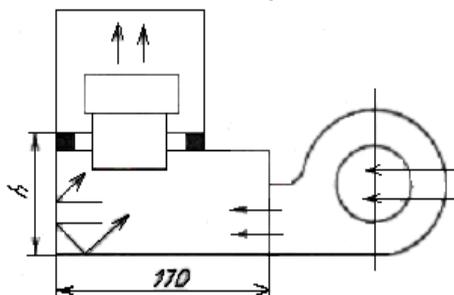


Рис.4.7 Приточная с боковым потоком система обдува

Для испытания применен центробежный вентилятор с рабочим колесом шириной 30 мм и диаметром 92 мм, который вращался электродвигателем КД-3,5А $n_p=1400$ об/мин. Подача вентилятора в пустом воздуховоде-90 м³/ч.

Результаты испытаний показали (табл. 4.3), что приточный центробежный вентилятор с соосным потоком наиболее эффективен. Его воздушный поток прямоточный и имеет большую скорость V чем у осевого вентилятора. При такой же подаче воздуха его кинетическая энергия значительно больше, так как она пропорциональна V^2 .

Таблица 4.3

Измеряемые параметры	Приточная схема с боковым потоком			Вытяжная схема		
Подача V , м ³ /час	50			44		
Снижение подачи ΔV , %	45			51		
P_A , Вт	300	600	840	300	600	840
$t_{A \max}$, °С	99	145	185	104	157	204

Скоростной прямопоточный воздушный поток лучше преодолевает сопротивление воздушного тракта, а контактируя с лампой, обеспечивает большую теплоотдачу. Вентилятор работает в лучших условиях. Здесь происходит подача холодного воздуха, следовательно, можно использовать легкую пластмассовую крыльчатку, за счет этого уменьшить нагрузку на подшипники и продлить их ресурс. Использование электродвигателя с подшипниками из пористой бронзы позволило максимально снизить уровень шума.

Неэффективность обдува приточной системы с боковым потоком (рис. 4.4) видна без испытаний, так как воздух, ударяясь в стенку, теряет большую часть кинетической энергии и только потом, рикошетом, направляется к лампе. Измерения проведены, чтобы сравнить количественные показатели этой и других систем.

Таблица 4.4

Измеряемый параметр	Высота входного отсека h , мм		
	150	100	60
Подача V , м ³ /час	14	16	1
Снижение подачи ΔV , %	85	82	80
P_A , Вт	300	300	300
$t_{A \max}$, °С	187	180	169

Результаты испытаний (табл. 4.4) показали, что наименьшие потери достигаются при минимальных размерах входного отсека, т.е. когда он фактически является продолжением воздуховода с боковым выходным отверстием. В этом случае подача, по сравнению с соосным потоком (рис. 4.5, табл. 4.4), меньше в 2,8 раза, а $t_{A \max}$ выше на 70°C или в 1,7 раза.

Преимущество системы с боковым потоком в упрощении монтажа вентустановки. Ее можно разместить с любой стороны от лампы и сохранить небольшую высоту корпуса РЭУ. Недостаток – худший теплоотвод из-за значительной потери подачи вентилятора (80 ...85%) при повороте воздушного потока.

Указанная система используется в фирменных УМ. Она работоспособна при применении малогабаритных ламп (ГУ-74Б, ГУ-91Б), которым требуется небольшой расход воздуха.

4.3 Уменьшение шума при работе системы охлаждения

Работу системы охлаждения сопровождают два основных источника звука – электродвигатель и лопасти вентилятора. Движущийся в воздуховоде поток создает незначительный шум.

Главным источником звука в электродвигателе являются подшипники. Поэтому следует применять специальные малозумные подшипники скольжения из пористой бронзы. В коллекторных двигателях шум происходит при трении щеток в коллектор.

Особо следует обратить внимание на способ крепления электродвигателя центробежного вентилятора. Звук электродвигателя присоединенного к корпусу вентилятора, усиливается за счет звукового резонанса. Поэтому его следует крепить корпусу РЭС. Для массивного шасси электродвигателя не является сильным вибровозбудителем, а резонансная частота

корпуса за счет его габаритов и веса находится много ниже возмущающей частоты. Для уменьшения вибрации двигателя на него следует подавать пониженное напряжение. Эти меры плюс виброизоляция позволили полностью избавиться от звуковых резонансов электродвигателя.

Сильный звук создается при вращении крыльчатки. Поэтому следующая задача – уменьшить скорость встречи лопастей с воздухом. Эта проблема успешно решается за счет применения центробежного вентилятора. Звук работы осевого вентилятора, установленного на выходе из системы охлаждения, беспрепятственно распространяется в окружающем пространстве. В центробежном вентиляторе зона работы крыльчатки, где происходит образование звуковых волн, отделена от оператора двойным акустическим экраном. Первый – это корпус вентилятора («улитка»), второй – стенки корпуса РЭС. Кроме того в центробежном вентиляторе воздух разгоняется при многократном воздействии на него лопастей рабочего колеса. Каждая лопасть постепенно усиливает движение потока, поэтому скорость ее соударения с воздухом и шум меньше, чем в осевом вентиляторе. С уменьшением скорости соударения частота звука понижается и смещается в область минимальной чувствительности нашего уха.

При использовании осевого вентилятора шум уменьшается оптимизацией системы обдува. Применение вытяжной системы охлаждения с оптимальными параметрами, по сравнению с приточной, позволит уменьшить подачу вентилятора и скорость лопастей в 2,5...3 раза. Некоторое ослабление шума можно получить при размещении вентилятора на задней панели РЭС. В этом случае для оператора корпус РЭС является акустическим экраном.

Следующий способ – применить осевой вентилятор возможно большего диаметра, но уменьшить скорость вращения крыльчатки. (При этом скорость прохождения воздуха остается неизменной).

1. Для охлаждения лампы наиболее эффективно применение одного вентилятора с достаточной подачей. Использование двухвентиляторной системы неоправданно.

2. Вследствие особенностей в организации воздушного потока осевой вентилятор создает прямоочный поток и более эффективно работает в вытяжной системе охлаждения, а центробежный вентилятор – в приточной системе охлаждения.

3. По результатам испытаний систем охлаждения определены две наиболее эффективные конструкции.

По совокупности всех параметров лучшей является приточная система охлаждения с соосным потоком от центробежного вентилятора. Здесь обеспечиваются максимальная эффективность вентустановки, минимальный шум, а также надежная работа вентилятора, так как он подает холодный воздух. Недостатки – сложность монтажа во входном отсеке, малая распространенность необходимых вентиляторов и электродвигателей на рынке комплектующих и высокая их стоимость.

Вторым вариантом является вытяжная система охлаждения с осевым вентилятором. Ее недостатки – повышенный уровень шума и нагрев вентилятора. А преимущество – минимальные габариты и многократное упрощение монтажа. Кроме того, осевые вентиляторы значительно дешевле, чем центробежная установка, на рынке комплектующих можно легко найти необходимые типоразмеры.

Оправданы обе системы охлаждения. Окончательный выбор будет зависеть от наличия комплектующих, компоновки РЭС и мнения автора конструкции.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автоматизированное теплофизическое проектирование микроэлектронных устройств: Учеб. Пособие / А.В. Муратов, О.Ю. Макаров; Воронеж. гос. техн. ун-т. Воронеж, 1997.-92с.
2. Дульнев Г.Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре: Учебник для вузов по спец. «Конструир. и произв. радиоаппаратуры».-М.: Высш. шк., 1984.-247с.
- 3.Роткоп Л.Л., Спокойный Ю.Е.Обеспечение тепловых режимов при конструировании радиоэлектронной аппаратуры. М.; Сов.радио,1976.-232с.
4. Термоэлектрические охладители. Под ред. А.Л. Вайнера. - М.: Радио и связь, 1993.
5. В.П. Дьяконов, А. А. Максимчук, А.М. Ремнев, В.Ю. Смердов. Энциклопедия устройств на полевых транзисторах. - М.: СОЛОН-Р, 2002.
6. Уразаев В.Г. О проблеме влагостойкости печатного монтажа — Компоненты и технологии, 2002, №4
7. Уразаев В.Г. Влагозащита печатного монтажа: обзор методов — Электроника: наука, технология, бизнес, 2003, №1
8. Костин А.С., Крутько А.Т., Нефедов Т.В. Применение покрытий на основе парилена для влагозащиты и герметизации изделий РЭА — Приложение «Технологии, оборудование, материалы» к журналу «Экономика и производство», 1999, №5
9. Ширшова В. Технология влагозащиты и электроизоляции изделий РЭА полипараксилиленом — Компоненты и технологии, 2000, №10
10. В. Клярковский «Системы воздушного охлаждения генераторных ламп. Журнал «Радио» 2003г. №11, 12.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РЭС.....	4
1.1 Классификация СОТР.....	5
1.2 Системы охлаждения РЭС.....	6
1.2.1 Воздушные системы охлаждения.....	7
1.2.2 Жидкостные системы охлаждения.....	8
1.2.3 Испарительные системы охлаждения.....	9
1.2.4 Кондуктивные системы охлаждения.....	11
1.3 Основные элементы систем охлаждения.....	12
1.3.1 Теплоносители.....	12
1.3.2 Теплообменники.....	14
1.3.3 Нагнетатели систем охлаждения.....	29
2 ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА РЭС.....	36
2.1 Особенности теплообмена оребрѐнных поверхностей.....	36
2.2 Тепловые модели радиаторов, используемые при моделировании.....	39
2.3 Математическая модель тепловых процессов радиатора.....	48
3 СПЕЦИАЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ОХЛАЖДЕНИЯ РЭС.....	51
3.1 Термоэлектрические охлаждающие устройства.....	51
3.2 Вихревые трубы.....	63
3.3 Охлаждение с помощью фазовых переходов....	68
3.4 Тепловые трубы (ТТ).....	69
3.4.1 Принцип действия и основные характери- стики ТТ.....	69

3.4.2 Примеры применения тепловых труб в РЭС.....	73
3.5 Турбохолодильник.....	75
3.6 Использование полипараксилиленового покрытия в качестве метода влагозащиты РЭС... ..	77
4 ВЫБОР ОЦЕНОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ И МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЙ.....	83
4.1 Системы охлаждения с осевым вентилятором	84
4.2 Системы охлаждения с центробежным вентилятором.....	88
4.3 Уменьшение шума при работе системы охлаждения.....	91
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	94

Учебное издание

А.В. Муратов

Н.В. Ципина

СПОСОБЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РЭС

В авторской редакции

Выпускающий редактор И.В. Медведева

Подписано в печать 25.12.2007.

Формат 60X84/16. Бумага для множительных аппаратов.

Усл. печ. л. 6. Уч.-изд. л. 5,8. Тираж 250 экз.

Зак №

ГОУВПО “Воронежский государственный технический
университет”

394026 Воронеж, Московский просп., 14

