

В. А. АЛЕКСЕЕВ, В. А. АРЕФЬЕВ

**ТЕПЛОВЫЕ ТРУБЫ
ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ
И ТЕРМОСТАТИРОВАНИЯ
РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ
АППАРАТУРЫ**



В. А. АЛЕКСЕЕВ
В. А. АРЕФЬЕВ

ТЕПЛОВЫЕ ТРУБЫ
ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ
И ТЕРМОСТАТИРОВАНИЯ
РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ
АППАРАТУРЫ



МОСКВА «ЭНЕРГИЯ» 1979

ББК 32.844

А 47

УДК 621.396.6.032.42

Алексеев В. А., Арефьев В. А.

А 47 Тепловые трубы для охлаждения и термостатирования радиоэлектронной аппаратуры.—М.: Энергия, 1979. — 128 с., ил.

35 к.

Книга посвящена вопросам расчета, конструирования и технологии изготовления низкотемпературных тепловых труб, предназначенных для применения в системах охлаждения и термостатирования радиоэлектронной аппаратуры. Изложены теоретические основы расчета стационарного и нестационарного тепловых режимов тепловых труб. Выбраны основные схемы построения систем, предложены методы инженерного расчета и оптимизации конструктивных параметров систем терморегулирования радиоаппаратуры на основе тепловых труб, а также методы теплового расчета аппаратуры с тепловыми трубами. Большое внимание уделяется описанию типичных конструкций тепловых труб, применяемых в радиоаппаратуре, технологии их изготовления.

Книга предназначена для инженеров, занимающихся разработкой радиоэлектронной аппаратуры.

А 30406-226
051(01)-79 194-79. 2402020000

ББК 32.844

6Ф2.13

ВЛАДИМИР АНТОНОВИЧ АЛЕКСЕЕВ
ВЛАДИМИР АРКАДЬЕВИЧ АРЕФЬЕВ

**Тепловые трубы для охлаждения
и термостатирования радиоэлектронной аппаратуры**

Редактор *В. Я. Сасин*

Редактор издательства *Г. Н. Астафуров*

Обложка художника *В. И. Карпова*

Технический редактор *Н. Н. Хотулева*

Корректор *Г. А. Полонская*

ИБ № 1041

Сдано в набор 24.11.78

Подписано в печать 06.04.79

Т-07231

Формат 84×108¹/₃₂

Бумага типографская № 3

Гарн. шрифта литературная

Печать высокая

Усл. печ. л. 6,72

Уч.-изд. л. 6,96

Тираж 4000 экз.

Заказ 913

Цена 35 к.

Издательство «Энергия», 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Московская типография № 10 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

© Издательство «Энергия», 1979

ПРЕДИСЛОВИЕ

Постоянное совершенствование современной радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) неразрывно связано с усложнением проблемы обеспечения требуемого теплового режима проектируемых устройств. Это объясняется тем, что количество электрорадиоизделий, размещаемых в единице объема, неуклонно увеличивается, что в свою очередь приводит к возрастанию плотности рассеиваемой мощности и неприменимости в ряде случаев традиционных способов отвода тепла из-за их недостаточной эффективности.

Одним из эффективных способов обеспечения теплового режима современной РЭА, проектируемой на базе комплексной микроминиатюризации, является применение тепловых труб, работающих по принципу замкнутого испарительно-конденсационного цикла. Благодаря ряду уникальных свойств тепловые трубы могут обеспечивать эффективный отвод тепла от труднодоступных теплонапряженных элементов, уменьшить неравномерность температурного поля по конструкции аппаратуры, избегав применения более сложных и дорогостоящих способов отвода тепла, значительно сократить размеры и массу систем охлаждения, улучшить их эксплуатационные характеристики и в конечном счете создать оптимальные конструкции РЭА, отвечающие современным требованиям.

В последние годы резко возросло число публикуемых работ в отечественной и зарубежной печати по решению отдельных задач теории и практики применения тепловых труб в радиоэлектронной технике. Тем не менее до настоящего времени практически отсутствуют работы, в которых нашел бы отражение комплексный подход к решению проблем, возникающих при создании систем обеспечения теплового режима РЭА на основе тепловых труб, что в значительной мере задерживает широкое внедрение таких систем в промышленность.

Опыт, приобретенный авторами при создании систем охлаждения и терморегулирования РЭА, показывает, что внедрение тепловых труб в радиоэлектронную аппаратуру связано с решением следующих основных задач:

определением температурного поля и расчетом термического сопротивления;

разработкой принципов построения систем охлаждения на основе тепловых труб, а также методов их расчета и оптимизации;

тепловым расчетом конструкций РЭА с тепловыми трубами;

расчетом систем термостатирования РЭА, основанных на использовании тепловых труб;

конструированием, разработкой технологических процессов изготовления и методов испытаний систем охлаждения РЭА, имеющих в своем составе тепловые трубы.

В предлагаемой читателям книге делается попытка комплексного решения поставленных задач на основе результатов работ, выполненных авторами, а также материалов отечественной и зарубежной печати. Авторы не ставили задачу детального рассмотрения всех возможных конструкций тепловых труб, отличающихся принципами функционирования, фитильными структурами, режимами работы и т. д. Основное внимание в книге уделено низкотемпературным тепловым трубам с сетчатыми фитилями, работающими в испарительном режиме, характерном для условий эксплуатации РЭА. В представленных материалах, иллюстрируемых рядом примеров, авторы старались привести доступные в инженерной практике методы расчета и конструирования тепловых труб, систем охлаждения и термостабилизации на их основе, методы расчета теплового режима непосредственно самой РЭА, а также развитие и обобщить имеющиеся исследования в этой области, предполагая, что внедрение их в практику будет способствовать созданию современных средств обеспечения теплового режима РЭА, отвечающих уровню лучших достижений в этой отрасли техники.

Авторы считают своим долгом принести искреннюю благодарность В. Я. Сасину за ценные замечания в процессе научного редактирования рукописи, А. В. Ревякину за ценные советы и пожелания при ее рецензировании, Ю. Ф. Солодовникову и Л. Д. Фроликову за любезно предоставленные ими фактические материалы для написания § 17 и 18 книги.

Все замечания по содержанию книги авторы примут с благодарностью.

Авторы

Глава первая

ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ

1. Физические основы теплопередачи в низкотемпературных тепловых трубах

Тепловая труба (ТТ) в общем случае представляет собой герметичный контейнер, внутренняя поверхность стенок которого покрыта слоем капиллярно-пористого материала, называемого фитилем (рис. 1). Фитиль заполняется рабочей жидкостью после вакуумирования тепловой трубы. Часть внутреннего объема тепловой трубы, не занятая фитилем и заполненная насыщенным паром рабочей жидкости, называется паровым каналом.

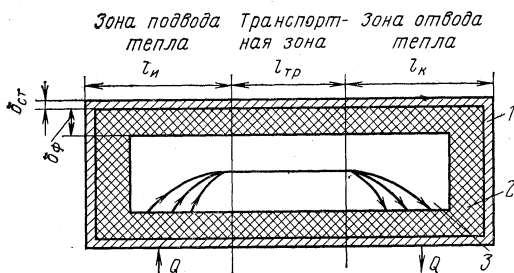


Рис. 1. Схема тепловой трубы ($\delta_{ст}$ — толщина стенки корпуса; $\delta_{ф}$ — толщина фитиля; Q — тепловой поток).
1 — корпус; 2 — фитиль; 3 — паровой канал.

Несмотря на достаточную конструктивную простоту тепловых труб, передача тепла в них осуществляется в результате целого комплекса сложных физических процессов, без расчета которых невозможно проектирование этих устройств.

Работа тепловой трубы происходит следующим образом. Тепло, подведенное к тепловой трубе, поглощается в виде скрытой теплоты парообразования при испарении жидкости в зоне подвода тепла из фитиля в паровой канал. Поглощенное тепло переносится паром, движущимся по паровому каналу, в зону отвода тепла, где происходит его выделение при конденсации пара на поверхности жидкости, находящейся в фитиле. Восполнение испарившейся в зоне подвода тепла жидкости осуществляется в результате переноса жидкости по фитилю из зоны конденсации под действием капиллярных сил.

Расчет тепло- и массопереноса является основным содержанием теории тепловых труб, которую можно условно подразделить на два раздела. Первый раздел посвящен исследованию и разработке методов расчета полей температуры по конструкции тепловой трубы при ее функционировании в стационарном или нестационарном режиме. Следует отметить, что изучение данных вопросов до недавнего времени уделялось недостаточно внимания, что было связано с существовавшим представлением о практически идеальной изотермичности тепловых труб¹. Такое представление о характере распределения температур по конструкции тепловых труб сложилось на основании результатов экспериментальных работ с жидкометаллическими высокотемпературными тепловыми трубами, исследование которых началось раньше, чем исследование низкотемпературных тепловых труб. В последние годы в связи с расширяющимися исследованиями низкотемпературных и криогенных тепловых труб, применяемых в системах терморегулирования различных объектов, стала очевидной актуальность задачи расчета температурных полей в конструкциях такого типа труб.

Содержанием второго раздела теории тепловых труб являются изучение и разработка методов расчета и экспериментального определения предельной теплопередающей способности тепловых труб. Имеется в виду определение таких значений теплового потока, передаваемого тепловой трубой, при которых возникают отклонения от нормального функционирования трубы, ве-

¹ Осевые перепады температуры при работе тепловых труб данного типа пренебрежимо малы по сравнению с разностью температуры трубы и охлаждающей среды.

дущие обычно к выходу ее из строя. Практическое значение данной задачи очевидно, и решению ее были посвящены многочисленные исследования, начавшиеся со времени разработок первых образцов тепловых труб. Результатом этих исследований явились расчетные и экспериментальные методы определения предельных тепловых потоков как для низкотемпературных, так и для высокотемпературных тепловых труб, которые могут быть использованы в инженерной практике. Эти методы расчета тепловых труб изложены в [1, 2, 4, 8].

В настоящей книге рассматриваются вопросы теплопередачи в тепловой трубе при тепловых потоках ниже предельных значений. Излагаемые методы справедливы для конструкций тепловых труб, работающих при температуре не выше 500 К и широко применяемых для охлаждения и термостабилизации радиоэлектронной аппаратуры (РЭА).

Рассмотрим детально физические процессы, посредством которых осуществляется теплопередача в тепловой трубе.

На схеме, изображенной на рис. 2, процесс теплопередачи иллюстрирован с помощью системы термических сопротивлений, каждое из которых определяется конкретным физическим процессом передачи тепла.

Не оговаривая пока граничные условия теплообмена тепловой трубы с внешней средой, рассмотрим передачу тепла от поверхности трубы с температурой t_0^H в зоне подвода тепла к поверхности трубы с температурой t_0^K и зоне отвода тепла, предполагая при этом, что поверхность трубы в транспортной зоне и торцы тепловой трубы идеально теплоизолированы. Для определенности также будем считать, что тепловая труба работает в таком режиме, при котором отсутствует кипение жидкости в зоне подвода тепла.

Передача тепла от поверхности с температурой t_0^H к поверхности жидкости в фитиле, с которой происходит испарение, осуществляется в результате теплопроводности через стенку корпуса, а также сложного процесса теплопередачи в капиллярном слое фитиля, заполненно-

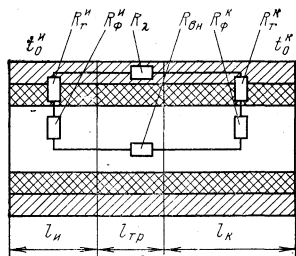


Рис. 2. Схема теплопередачи в тепловой трубе.

го жидкостью. Ввиду большой сложности протекания процесса при расчете теплопередачи через фитиль вводится эффективный параметр, широко используемый при исследовании процессов теплопередачи в капиллярно-пористых средах [1], а именно эффективная теплопроводность смоченного фитиля λ_a . Таким образом, термическое сопротивление радиальной теплопередачи в зоне подвода тепла можно определить из следующего выражения¹:

$$R_r^H = \left(\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{ф.с}^H}{\lambda_a^H} \right) \frac{1}{S_H}, \quad (1)$$

где $\delta_{ст}$ и $\lambda_{ст}$ — соответственно толщина и коэффициент теплопроводности стенки корпуса тепловой трубы; $\delta_{ф.с}^H$ и λ_a^H — соответственно толщина смоченного фитиля и коэффициент эффективной теплопроводности фитиля в зоне подвода тепла.

Аналогично для зоны отвода тепла

$$R_r^K = \left(\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{ф.с}^K}{\lambda_a^K} \right) \frac{1}{S_K}, \quad (2)$$

где S_H и S_K — соответственно площади зон подвода и отвода тепла.

Следует отметить, что в общем случае величины $\delta_{ф.с}^i$ не равны геометрической толщине слоя фитиля $\delta_{ф.с}$. При этом величина заглубления жидкости в фитиле должна зависеть от режима работы трубы и рабочей температуры, что в значительной степени затрудняет расчет этих величин. Однако данные, основанные на результатах многочисленных экспериментальных работ с низкотемпературными тепловыми трубами, позволяют сформулировать рекомендации по определению величин $\delta_{ф.с}^H$ и $\delta_{ф.с}^K$ с необходимой для инженерной практики точностью. Такие рекомендации, в частности, для низкотемпературных тепловых труб приводятся в [2].

Рассмотрим теперь вопрос определения величин λ_a^H и λ_a^K . Проведенные в ряде работ оценки влияния конвективного переноса тепла на теплопередачу в фитилях

¹ Здесь и далее, не нарушая общности рассуждений, будем предполагать, что геометрические размеры тепловой трубы таковы, что стенка ее корпуса и фитиль могут быть приняты плоскими. Это допущение выполняется во многих случаях, так как для большинства реальных конструкций тепловых труб $(\delta_{ст} + \delta_{ф.с}) \ll d$ (d — диаметр трубы).

тепловых труб показали, что вклад конвекции в теплопередачу пренебрежимо мал [3].

Современная теория тепловых труб предполагает, что механизм переноса тепла через фитиль аналогичен механизму переноса тепла в капиллярно-пористых телах, заполненных жидкостью. При этом коррекция существующих в классической теории физических моделей при использовании их в расчетах, проводимых для тепловых труб, касается в основном граничных условий, а именно учета существующей при работе тепловой трубы границы раздела жидкой и паровой фаз, располагающейся на некоторой глубине в пористом слое фитиля.

В области исследования механизма теплопередачи в фитилях тепловых труб одной из первых работ явилась работа [4], в которой было проведено экспериментальное исследование теплопередачи через фитиль в зоне подвода тепла. Эксперименты проводились на установке, имитировавшей участки подвода тепла к трубе и адиабатический участок. В качестве фитиля была использована засыпка из нескольких слоев шариков из монеля размерами от 0,089 до 0,705 мм. Пористость слоя при этом составляла 0,4, размер пор составлял 0,075 — 0,84 мм.

Основные результаты проведенных исследований следующие:

1) Для тепловых потоков ниже критического значения¹ теплопередача через фитиль может быть описана линейной зависимостью вида $Q/S_{\text{н}}=U(t^{\text{н}}_0-t_{\text{п}})$, где $t_{\text{п}}$ — температура пара; $U=\text{const}$.

2. Граница раздела фаз формируется при работе тепловой трубы на определенной глубине в слое фитиля (авторы предполагали формирование границы жидкость — пар в первом слое частиц, располагающимся у поверхности нагрева) и остается неизменной при любых изменениях теплового потока в диапазоне, лежащем ниже его критического значения².

¹ В данном случае критическим тепловым потоком исследователями считался тепловой поток, при котором происходило осушение фитиля и температура поверхности трубы в зоне подвода тепла сильно возрастала.

² Этот вывод, сделанный для фитиля в виде засыпки из нескольких слоев шариков, не всегда справедлив для других фитильных структур.

Результаты экспериментов с реальными тепловыми трубами, имевшими фитили различного типа [2,5—7], подтверждают основные выводы, сделанные в [4], что дает основание принять $\lambda_0 = \text{const}$. Учитывая это, при инженерных расчетах теплопередачи в низкотемпературных тепловых трубах обычно предполагают:

$$\lambda_0^H = \lambda_0^K = \lambda_0 = \text{const}. \quad (3)$$

Для определения значения λ_0 имеется ряд зависимостей. Например, в [2] приводятся зависимости для «вложенных» (т. е. не спекаемых со стенкой трубы) фитилей.

Для фитилей произвольной пористости

$$\lambda_0 = \lambda_{\text{ж}} \frac{\lambda_{\text{ж}} + \lambda_{\text{с}} - (1 - \varepsilon)(\lambda_{\text{ж}} - \lambda_{\text{с}})}{\lambda_{\text{ж}} + \lambda_{\text{с}} + (1 - \varepsilon)(\lambda_{\text{ж}} - \lambda_{\text{с}})}, \quad (4)$$

где $\lambda_{\text{ж}}$ и $\lambda_{\text{с}}$ — коэффициенты теплопроводности жидкости и скелета фитиля; ε — пористость фитиля.

Для фитилей с пористостью $\varepsilon > 0,5$

$$\lambda_0 = \frac{\lambda_{\text{с}}}{1 + \varepsilon(\lambda_{\text{с}}/\lambda_{\text{ж}} - 1)}. \quad (5)$$

В ряде случаев получены эмпирические зависимости для определения значения λ_0 для конкретного типа фитилей. Эти зависимости дают более точные результаты, чем уравнения (4) и (5).

В [2] приведена эмпирическая зависимость, полученная для фитилей из стали 12X18H9T (ЧМТУ-4-7-66) или латуни (ГОСТ 6613-73), не спекаемыми с корпусом трубы:

$$\lambda_0 = \lambda_{\text{ж}} \left(1 + \frac{1}{ab + c} \right), \quad (6)$$

где b — половина ширины ячейки на просвет; $a = 8 \times 10^3$ 1/м, $c = 1,35$ для сеток из стали 12X18H9T; $a = 1,8 \cdot 10^3$ 1/м, $c = 0,73$ для сеток из латуни.

Результаты экспериментов с тепловыми трубами с сеточными фитилями хорошо согласуются с данными, полученными путем расчетов по зависимости (6). Однако в ряде других экспериментов наблюдались существенные расхождения расчетов с экспериментальными результатами, что, вероятно, являлось следствием технологических погрешностей при изготовлении фитилей, наиболее существенной из которых было отсутствие

надежного механического контакта сетчатого фитиля со стенкой корпуса. Из выражения (6) не видно, при каких ограничениях, связанных с технологией изготовления фитиля, оно справедливо. Данные, которые позволили бы провести коррекцию результатов расчетов по этому выражению с целью учета реальной технологии изготовления сетчатых фитилей, в [2] отсутствуют.

В некоторых работах, проведенных в последние годы, сделана попытка более детально изучить процесс теплопередачи в фитилях тепловых труб с целью создания более современных методов расчета $\lambda_{\text{э}}$. Среди таких работ одной из наиболее интересной представляется работа по исследованию теплопередачи в сеточных фитилях, проведенная в Одесском технологическом институте холодильной промышленности [8].

В результате расчетов и экспериментальных исследований, проводившихся с помощью электротепловой аналогии, была разработана схема передачи тепла в сеточном фитиле, для которой получены расчетные зависимости, позволяющие определять эффективную теплопроводность сеточного фитиля с учетом различной степени прижатия его к стенке корпуса. Кроме того, в этой же работе сделана попытка оценить влияние режима работы тепловой трубы на теплопередачу в фитиле. Расчеты по полученным зависимостям совпадают с приведенными экспериментальными данными с точностью 15—20%.

При проектном тепловом расчете тепловых труб практически невозможно учесть влияния режима работы трубы на величину термического сопротивления фитиля. Учет данного фактора может быть проведен на стадии поверочного расчета, когда конструктивные параметры трубы и ее теплопередающая способность известны.

Перейдем теперь к рассмотрению физических процессов теплопередачи в паровом канале тепловой трубы.

Передача тепла, подведенного к поверхности раздела фаз пар — жидкость в зоне испарения или конденсации (рис. 2), осуществляется в результате фазового перехода, сопровождающегося поглощением (при испарении) или выделением (при конденсации) скрытой теплоты парообразования. Принимая во внимание размеры капилляров реальных фитильных структур, можно пренебречь скачком температуры, обусловленным кривиз-

ной поверхности раздела фаз. Параметры пара рабочей жидкости низкотемпературных тепловых труб при этом соответствуют кривой насыщения. Термическое сопротивление при передаче тепла путем испарения или конденсации, как известно, определяется скачком температуры на границе раздела фаз, возникающим в результате того, что не все молекулы испарившейся жидкости остаются в паровом канале или, наоборот, при конденсации не все молекулы, попавшие на поверхность жидкости, остаются на ней [9]. Эти сложные физические процессы рассматриваются в классической теории тепло- и массообмена, и для расчета термического сопротивления фазового перехода могут быть использованы уже существующие уравнения. Расчеты с их использованием, а также экспериментальные данные, полученные для низкотемпературных тепловых труб, показывают, что $R_r \gg R_\phi$ [2—9].

Тепло, поглощенное при испарении жидкости в зоне подвода тепла, переносится потоком пара вдоль тепловой трубы (рис. 2).

Термическое сопротивление при переносе тепла потоком пара $R_{вн}$ определяется как отношение разности температур пара в зонах испарения и конденсации Δt_n к передаваемой мощности. Принимая пар насыщенным, значение Δt_n можно найти по перепаду давления пара по длине трубы, по кривой насыщения для данной рабочей жидкости.

Низкотемпературные тепловые трубы характеризуются весьма малыми потерями давления по потоку пара [2]. Кроме того, рабочая жидкость для тепловой трубы выбирается таким образом, чтобы значение производной по кривой насыщения $(\partial P / \partial T)_n$ было возможно большим. Вследствие этого перепадом температуры по длине парового канала можно пренебречь и $R_{вн} \approx 0$ *.

Теплопроводность в осевом направлении по конструкции тепловой трубы (R_λ на рис. 2) является еще одной составляющей процесса передачи тепла из зоны подвода к зоне отвода тепла. В зависимости от конструкции трубы и ее теплофизических параметров вклад осевой теплопроводности в теплопередачу в тепловой трубе

* В некоторых случаях тепловые трубы могут функционировать при рабочей температуре существенно ниже расчетного значения и допущение $R_{вн} \approx 0$ может не выполняться. Однако эти случаи являются характерными и не рассматриваются в настоящей книге.

различен. Расчет осевой теплопроводности проводится с использованием общей теории теплопроводности.

Таким образом, проведенный анализ показал, что теплопередачу в низкотемпературных тепловых трубах определяют только два физических процесса: перенос тепла через стенку корпуса и смоченный фитиль в радиальном направлении и осевая теплопроводность по конструкции тепловой трубы. Это справедливо только в том случае, когда тепло через смоченный фитиль в радиальном направлении передается посредством эффективной теплопроводности и кипение жидкости в зоне подвода тепла отсутствует.

В настоящее время разработаны конструкции низкотемпературных тепловых труб, способных устойчиво работать и в условиях кипения рабочей жидкости в фитиле в зоне подвода тепла [10]. Такие трубы находят эффективное применение при больших значениях плотности теплового потока в зоне подвода тепла [большее $(1-2) \cdot 10^4$ Вт/м²].

При расчете теплопередачи в зоне подвода тепла таких труб уже не может быть использован коэффициент эффективной теплопроводности. В данном случае для расчетов используется коэффициент теплообмена стенки корпуса трубы с паром $\alpha_{п}$. В [2] приводятся расчетные зависимости и экспериментальные данные, необходимые для определения значений $\alpha_{п}$ для некоторых типов тепловых труб.

С точки зрения применения тепловых труб в РЭА расчетный случай работы тепловой трубы в режиме кипения встречается значительно реже, чем рассмотренный испарительный режим. Это связано с тем, что только некоторые элементы РЭА (такие как, например, клистроны, ЛБВ) требуют отвода тепла с плотностями потока, превышающими указанные значения. Расчет тепловых труб для таких элементов РЭА может быть проведен с использованием зависимостей, приведенных в [2]. Ниже будет рассмотрен случай работы тепловой трубы в испарительном режиме как наиболее актуальный.

Используя результаты проведенного анализа, рассмотрим методы расчета теплопередачи в низкотемпературных тепловых трубах.

2. Расчет стационарной теплопередачи в тепловых трубах в условиях одномерной задачи

Рассмотрим стационарный тепловой режим тепловой трубы. При этом будем считать, что выполняются следующие допущения:

тепловая труба работает в режиме испарения рабочей жидкости;

$$\lambda_n^{\text{н}} \approx \lambda_n^{\text{к}} \approx \lambda_n = \text{const};$$

фитиль теплопроводен только в радиальном направлении;

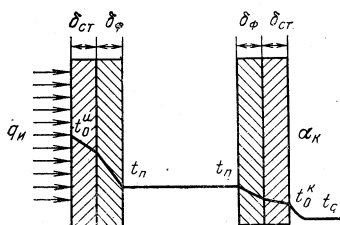


Рис. 3. Одномерная расчетная модель теплопередачи в тепловой трубе.

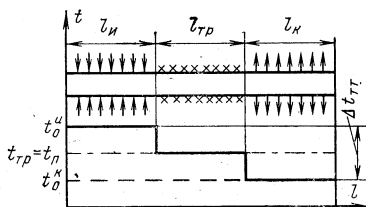


Рис. 4. Расчетный график профиля температуры для одномерной модели.

теплофизические параметры конструкции тепловой трубы не зависят от температуры;

$$R_{\phi} \approx 0, R_{\text{вн}} \approx 0.$$

Предположим, что конструктивные и теплофизические характеристики рассматриваемой тепловой трубы обеспечивают выполнение допущения

$$R_{\lambda} \gg R_r. \quad (7)$$

В этом случае можно пренебречь переносом тепла путем осевой теплопроводности по конструкции трубы. Задача сводится к расчету одномерной теплопередачи в двух двухслойных пластинах (рис. 3) площадью S_n и S_k , имеющих идеальную тепловую связь. Граничные условия на поверхностях пластин, соответствующих внешней поверхности тепловой трубы, могут быть самыми разнообразными и определяются условиями подвода и отвода тепла.

В то же время на поверхности фитиля со стороны парового канала в любом случае считаются заданными граничные условия первого рода.

Расчетная модель, изображенная на рис. 3, получила название идеальной одномерной модели тепловой трубы.

Для определенности будем считать, что на поверхности трубы в зоне подвода тепла заданы граничные условия второго рода $q_n = \text{const}$, а в зоне отвода тепла — граничные условия третьего рода ($\alpha_k = \text{const}$, $t_c = \text{const}$). Такой вариант задания граничных условий является наиболее типичным для расчета тепловых труб, применяемых в РЭА.

Поле температуры в этом случае имеет вид, аналогичный представленному на рис. 4, и определяется следующими уравнениями¹:

$$\left. \begin{aligned} \vartheta_0^n &= t_0^n - t_c = \frac{1}{n} \left[(1+n) \left(\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{\phi}}{\lambda_{\phi}} \right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{\alpha_k} \right] q_n = \text{const}; \\ \vartheta_0^{тр} &= \vartheta_n = t_n - t_c = \frac{1}{n} \left[\left(\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{\phi}}{\lambda_{\phi}} \right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{\alpha_k} \right] q_n = \text{const}; \\ \vartheta_0^k &= t_0^k - t_c = \frac{1}{n} \frac{1}{\alpha_k} q_n = \text{const}, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где $n = S_k / S_n$.

Таким образом, при равномерном подводе тепла к тепловой трубе и постоянном значении коэффициента теплообмена в зоне отвода тепла температура поверхности тепловой трубы, рассчитанная для идеальной модели, постоянна в пределах каждой из зон.

Суммарный перепад температуры по длине тепловой трубы $\Delta t_{тт}$ (рис. 4) определяется в этом случае из

¹ При выводе уравнений (8) и в дальнейшем, не нарушая общности рассуждений, рассматривается частный случай, когда $\delta_{н.ф.с} \approx \delta_{к.ф.с} \approx \delta_{\phi}$ [2].

уравнения, аналогичного уравнению для плоской стенки:

$$\Delta t_{\text{ТТ}} = \left(\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{ф}}}{\lambda_{\text{э}}} \right) \frac{Q_{\text{ТТ}}}{S_{\text{ТТ}}^{\text{э}}}, \quad (9)$$

где $S_{\text{ТТ}}^{\text{э}} = \frac{n}{1+n} S_{\text{н}}$ — эффективная поверхность теплопередачи тепловой трубы.

Уравнение (9) определяет основную рабочую характеристику тепловой трубы — зависимость перепада температуры по трубе от передаваемой мощности. Оно широко используется при проектировании тепловых труб, а также при определении их теплофизических параметров по результатам экспериментальной отработки. Ниже будет показано, что использование уравнений (8) для расчета поля температуры не всегда допустимо, а термическое сопротивление тепловой трубы практически всегда может быть рассчитано с достаточной точностью с помощью уравнения (9).

3. Расчет теплопередачи в тепловых трубах с учетом радиальной и осевой теплопроводности

Реальные профили температуры по длине тепловых труб отличаются от расчетного профиля температуры, полученного для одномерной модели, что является следствием переноса тепла в осевом направлении посредством теплопроводности по стенке корпуса тепловой трубы.

Возникает задача учета этого фактора при расчете температурного поля по поверхности трубы.

Решение данной задачи помимо теоретического имеет и большой практический интерес, так как в ряде инженерных расчетов кроме определения максимальных температур требуется проведение расчета неравномерности поля температуры по длине зон трубы. При использовании тепловых труб в РЭА с такого рода расчетами приходится сталкиваться при проектировании систем охлаждения радиоэлементов с заданной допустимой степенью равномерности температуры по охлаждаемой поверхности.

Решение задачи в одномерной постановке. Рассмотрим случай, когда условие (7) не выполняется. Опреде-

лим температурное поле по поверхности тепловой трубы, считая в первом приближении [3].

$$\frac{\delta_{\text{ф}}}{\lambda_{\text{э}}} \gg \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \quad (10)$$

Условие (10) с учетом допущений, сформулированных ранее на основании анализа условий теплопередачи в низкотемпературных тепловых трубах, позволяет свести поставленную задачу к определению одномерного температурного поля в стержне, форма и геометрические размеры которого совпадают с аналогичными параметрами стенки корпуса тепловой трубы. Данный стержень имеет три зоны с различными граничными условиями в них, соответствующими условиям подвода и отвода тепла к стенке корпуса тепловой трубы.

Анализ полученных выражений [3] показал, что распределение температуры по длине тепловой трубы заданной геометрической формы и размеров полностью определяют два параметра.

Первый из них — критерий Био Bi , рассчитанный для фитиля, определяет соотношение термических сопротивлений отвода тепла от тепловой трубы и передачи тепла через фитиль в радиальном направлении. По результатам расчетов, проведенных для реальных значений теплофизических параметров конструкций тепловых труб и коэффициентов теплообмена в зоне отвода тепла [3], значение Bi лежит в пределах 10^{-4} — 10^{-1} при отводе тепла от тепловых труб путем естественной конвекции или излучения и в пределах 10^{-1} — 10 при отводе тепла путем принудительной конвекции в жидкостях. При охлаждении тепловой трубы с помощью кипения Bi может достигать значений 1 — 10^3 .

Второй параметр, оказывающий большое влияние на поле температур тепловой трубы — комплекс M . Если предположить, что диаметр трубы много больше толщины фитиля (т. е. тепловая труба является плоской), то выражение для M примет вид:

$$M = \left[\left(\frac{\lambda_{\text{э}}}{\delta_{\text{ф}}} \right) / \left(\frac{\lambda_{\text{ст}}}{\delta_{\text{ст}}} \right) \right]^{1/2} \left(\frac{L}{\delta_{\text{ст}}} \right) \quad (11)$$

Из выражения (11) видно, что параметр M характеризует соотношение термических сопротивлений стенки и фитиля при радиальной теплопередаче в тепловой трубе, а также отношение площади поверхности трубы

к площади ее поперечного сечения. Реальные значения параметра M для существующих тепловых труб лежат в диапазоне $10-10^3$ [3]. Расчеты показывают, что при $Bi \rightarrow 0$ изменение значения M практически не сказывается на распределении температур в тепловой трубе. Физический смысл этого вывода заключается в том, что при $Bi \rightarrow 0$ перепад температур поверхности тепловой

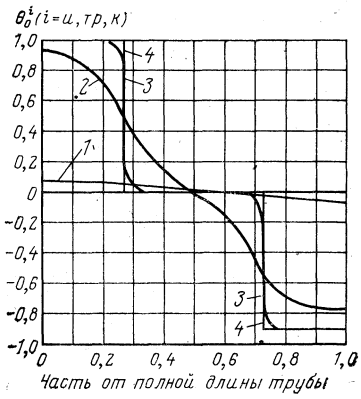


Рис. 5. Графики осевого распределения температуры стенки в зависимости от параметра M ($l_u/L=0,27$; $l_{тр}/L=0,43$; $l_{κ}/L=0,3$; $Bi=4,4$).
 1 — $M=1$; 2 — $M=10$; 3 — $M=10^2$; 4 — $M \rightarrow \infty$.

трубы и охлаждающей среды становится настолько большим, что по отношению к нему тепловая труба может считаться изотермичной. С ростом Bi зависимость распределения температуры по трубе от параметра M возрастает. На рис. 5 приводятся расчетные профили температуры полученные для тепловой трубы произвольно выбранных размеров и $Bi=4,4$ [3]. Из графиков (рис. 5) следует, что для данной трубы изменение параметра M (изменение материала фитиля, его конструкции, материала

стенки, рабочей жидкости и т. п.) приводит к значительному изменению профиля температуры по длине тепловой трубы. Если при $M=10^2$ профиль температуры приближается к расчетному профилю, полученному для одномерной модели теплопередачи в тепловой трубе (см. рис. 4), то при $M=1$ основным механизмом теплопередачи в трубе является осевая теплопроводность.

Для оценки необходимости учета осевой теплопроводности при расчете поля температуры реальных тепловых труб проведем следующий качественный анализ.

Ранее было показано, что при $Bi \rightarrow 0$ тепловая труба может считаться изотермичной. Однако такой вывод сделан на основании сравнения перепада температуры по длине тепловой трубы с перепадом температуры $\theta_{κ0}$

[см. уравнения (8)], который стремится к бесконечности при $Vi \rightarrow 0$. В то же время неравномерность температуры по тепловой трубе, оценка которой важна во многих случаях, может быть значительна. Поэтому параметр Vi можно в дальнейшем не считать определяющим при рассмотрении вопроса о необходимости учета осевой теплопроводности и проводить анализ, используя только параметр M .

Расчет M по формуле (11) для тепловых труб, изготовленных из нержавеющей стали, меди и алюминиевых сплавов, дает значения от 10 до 10^{-3} (расчет проводился для значений: $0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq \delta_{\text{ст}} \leq 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $0,1 \times 10^{-3} \text{ м} \leq \delta_{\text{ф}} \leq 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $0,1 \text{ м} \leq L \leq 1 \text{ м}$). Таким образом, для тепловых труб, применяемых для терморегулирования РЭА, влияние осевой теплопроводности на распределение температуры может быть весьма существенным (рис. 5).

Решение задачи в двумерной постановке. Условие (10) может не выполняться для целого ряда реальных конструкций тепловых труб, применяемых для терморегулирования РЭА. Оценим, например, отношения $\delta_{\text{ф}}/\lambda_{\text{ф}}$ и $\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}$ для наиболее часто используемых тепловых труб из нержавеющей стали с водой в качестве теплоносителя.

Для заполненного водой фитиля из одного слоя сетки № 0,08 × 0,055 (ЧМТУ-4-7-66) значение $\lambda_{\text{ф}}$, вычисленное из уравнения (6), составляет примерно 1,1 Вт/м°С. Толщина фитиля (равная удвоенному диаметру проводочек) $\delta_{\text{ф}} = 0,11 \cdot 10^{-3}$ м. Отсюда для типичной конструкции тепловой трубы получаем:

$$\left(\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}\right) / \left(\frac{\delta_{\text{ф}}}{\lambda_{\text{ф}}}\right) = \frac{1 \cdot 10^{-3} \cdot 1,1}{13 \cdot 0,11 \cdot 10^{-3}} = 0,77,$$

т. е. термические сопротивления стенки корпуса и фитиля соизмеримы. В ряде случаев, когда в качестве материала корпуса используется стекло или керамика, отношению $\delta_{\text{ф}}/\lambda_{\text{ф}}$ может оказаться меньше, чем отношению $\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}$. Таким образом, для тепловых труб, применяемых в РЭА, условие (10) может не выполняться. Возникает необходимость уточнить расчетные зависимости, полученные в [3].

Проведем это уточнение для той же расчетной модели в виде стержня, предполагая, однако, что поле температуры является двумерным из-за наличия гра-

диента температуры не только по длине тепловой трубы, но и толщине стенки корпуса. Предположим также, что рассматривается тепловая труба плоской конструкции.

Рассматриваемая расчетная модель представлена на рис. 6. Точное решение задачи о нахождении стационарного поля температуры в данной расчетной модели отсутствует, поэтому проведем решение данной задачи приближенным интегральным методом [11].

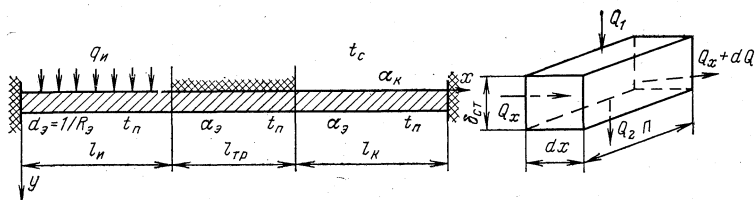


Рис. 6. Двумерная расчетная модель теплопередачи в тепловой трубе.

Уравнение энергии для стенки тепловой трубы можно представить в следующем виде:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \int_0^{\delta_{CT}} t(x, y) dy = \left[\frac{\partial t(x, y)}{\partial y} \right]_{y=0} - \left[\frac{\partial t(x, y)}{\partial y} \right]_{y=\delta_{CT}} \quad (12)$$

Граничные условия рассматриваемой задачи имеют вид: для зоны подвода тепла

$$-\lambda_{CT} \left[\frac{\partial t^H(x, y)}{\partial y} \right]_{y=0} = q_H; \quad (13)$$

$$-\lambda_{CT} \left[\frac{\partial t^H(x, y)}{\partial y} \right]_{y=\delta_{CT}} = \frac{\lambda_3}{\delta_\Phi} [t^H(x, \delta_{CT}) - t_H]; \quad (14)$$

$$Q_x^H|_{x=0} = 0; \quad (15)$$

$$Q_x^H|_{x=l_H} = Q_x^{TP}|_{x=0}; \quad (16)$$

$$t^H(l_H, y) = t^{TP}(0, y), \quad (17)$$

для транспортной зоны

$$\left[\frac{\partial t^{TP}(x, y)}{\partial y} \right]_{y=0} = 0; \quad (18)$$

$$-\lambda_{CT} \left[\frac{\partial t^{TP}(x, y)}{\partial y} \right]_{y=\delta_{CT}} = \frac{\lambda_3}{\delta_\Phi} [t^{TP}(x, \delta_{CT}) - t_H]; \quad (19)$$

$$Q_x^{TP}|_{x=0} = Q_x^H|_{x=l_H}; \quad (20)$$

$$Q_x^{\text{TP}}|_{x=l_{\text{TP}}} = Q_x^{\text{K}}|_{x=0};$$

$$t^{\text{TP}}(0, y) = t^{\text{H}}(l_{\text{H}}, y); \quad (22)$$

$$t^{\text{TP}}(l_{\text{TP}}, y) = t^{\text{K}}(0, y), \quad (23)$$

для зоны отвода тепла

$$\lambda_{\text{CT}} \left[\frac{\partial t^{\text{K}}(x, y)}{\partial y} \right]_{y=0} = \alpha_{\text{K}} [t^{\text{K}}(x, 0) - t_{\text{C}}]; \quad (24)$$

$$-\lambda_{\text{CT}} \left[\frac{\partial t^{\text{K}}(x, y)}{\partial y} \right]_{y=\delta_{\text{CT}}} = \frac{\lambda_{\text{Э}}}{\delta_{\text{Ф}}} [t^{\text{K}}(x, \delta_{\text{CT}}) - t_{\text{H}}]; \quad (25)$$

$$Q_x^{\text{K}}|_{x=0} = Q_x^{\text{TP}}|_{x=l_{\text{TP}}}; \quad (26)$$

$$Q_x^{\text{K}}|_{x=l_{\text{K}}} = 0; \quad (27)$$

$$t^{\text{K}}(0, y) = t^{\text{TP}}(l_{\text{TP}}, y), \quad (28)$$

где индексы «и», «тр», «к» относятся соответственно к параметрам зон подвода тепла, транспортной и отвода тепла.

При решении задачи для каждой из зон тепловой трубы начало координат (x, y) совмещается с началом зоны.

Для определения температуры пара, как и в ранее рассмотренном случае [3], используется уравнение баланса теплового потока для внешней поверхности тепловой трубы в зоне отвода тепла

$$\alpha_{\text{K}} \Pi \int_0^{l_{\text{K}}} \vartheta_{\text{K}_0} dx = Q, \quad (29)$$

где Q — подведенный к тепловой трубе тепловой поток; Π — периметр трубы.

Для решения задачи используемым методом необходимо задать закон распределения температуры в стенке тепловой трубы. Задаемся распределением температуры в виде параболы

$$t(x, y) = t_0 + p_1(x)y + p_2(x)y^2, \quad (30)$$

где t_0 — температура на поверхности трубы; p_1 и p_2 — коэффициенты.

Определяя выражения для p_1 и p_2 из граничных условий и подставляя значения $t(x, y)$ в уравнение энергии (12), получаем систему обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих поле температуры по поверхности тепловой трубы:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 \vartheta_{\text{H}_0}}{dx^2} &= k_{\text{H}}^2 \frac{1}{\delta_{\text{CT}}^2} [\vartheta_{\text{H}_0} - (\vartheta_{\text{H}_0})_{\text{HД}} + \vartheta_{\text{HД}} - \vartheta_{\text{H}}]; \\ \frac{d^2 \vartheta_0^{\text{TP}}}{dx^2} &= k_{\text{TP}}^2 \frac{1}{\delta_{\text{CT}}^2} (\vartheta_0^{\text{TP}} - \vartheta_{\text{H}}); \\ \frac{d^2 \vartheta_{\text{K}}}{dx^2} &= k_{\text{K}}^2 \frac{1}{\delta_{\text{CT}}^2} \left[\vartheta_{\text{K}_0} - \frac{\text{Bi}_1 \vartheta_{\text{H}}}{\text{Bi}_1 + \text{Bi}_2 (1 + \text{Bi}_1)} \right], \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

где $(\vartheta_{i_0}^{иД})$ и $\vartheta_{п}^{иД}$ — значения $\vartheta_0^и$ и $\vartheta_п$, вычисленные по формулам (8);

$$\vartheta_{i_0}^i = t_{i_0}^i - t_c; \quad i = и, \text{ тр, к}; \quad \vartheta_п = t_п - t_c; \quad k_{и}^2 = k_{тр}^2 = \frac{3\text{Bi}_1}{3 + \text{Bi}_1};$$

$$k_{к}^2 = \frac{3 [\text{Bi}_1 + \text{Bi}_2 (1 + \text{Bi}_1)]}{3 + \text{Bi}_1 + \text{Bi}_2 (1 + 0,25\text{Bi}_1)};$$

$$\text{Bi}_1 = \left(\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \right) / \left(\frac{\delta_{\phi}}{\lambda_{\phi}} \right); \quad \text{Bi}_2 = \frac{\delta_{ст} \alpha_{к}}{\lambda_{ст}}.$$

Интегрируя уравнения (31) и используя граничные условия для концов зон тепловой трубы, получаем безразмерные уравнения, описывающие поле температуры по поверхности тепловой трубы:

$$\vartheta_{i_0}^и = [1 - A_1 (1 - N_1)] - A_1 \left[\frac{N_1 - N_2}{\text{ch}(k_{тр} L_{тр})} + A_2 \right] A_3 \frac{\text{ch}(k_{и} X)}{\text{ch}(k_{и} L_{и})}; \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \vartheta_0^{тр} = & N_1 - [A_4 (N_1 - N_2) + A_5] e^{-k_{тр} X} + \\ & + [A_6 - A_7 (N_1 - N_2)] e^{-k_{тр} X}; \end{aligned} \quad (33)$$

$$\vartheta_{i_0}^к = N_1 \left[1 + A_8 \frac{\text{ch}[k_{к} (L_{к} - X)]}{\text{ch}(k_{к} L_{к})} \right], \quad (34)$$

где

$$\vartheta_{i_0}^i = \frac{\vartheta_{i_0}^i}{(\vartheta_{i_0}^иД)}, \quad i = и, \text{ тр, к};$$

$$N_1 = \frac{\vartheta_п}{\vartheta_{п}^{иД}} =$$

$$= \frac{k_{к} L_{к} - \text{th}(k_{к} L_{к}) \frac{z_2}{z_1 - 1 + z_3 \text{th}(k_{к} L_{к})}}{k_{к} L_{к} + \text{th}(k_{к} L_{к}) \frac{(z_1 - 1) \text{Bi}_2 (1 + \text{Bi}_1)}{\text{Bi}_1 [z_1 - 1 + z_3 \text{th}(k_{к} L_{к})]}} \leq 1;$$

$$z_1 = \frac{e^{k_{тр} L_{тр}}}{\text{ch}(k_{тр} L_{тр})} \frac{1 + \text{th}(k_{и} L_{и})}{1 + \text{th}(k_{и} L_{и}) \text{th}(k_{тр} L_{тр})};$$

$$z_2 = \frac{\text{th}(k_{и} L_{и}) n \text{Bi}_2 (1 + \text{Bi}_1)}{\text{ch}(k_{тр} L_{тр}) \text{Bi}_1 [1 + \text{th}(k_{и} L_{и}) \text{th}(k_{тр} L_{тр})]};$$

$$z_3 = \frac{[\text{Bi}_1 + \text{Bi}_2 (1 + \text{Bi}_1)] [3 + \text{Bi}_1 + \text{Bi}_2 (1 + 0,25 \text{Bi}_1)]}{\text{Bi}_1 (3 + \text{Bi}_1)};$$

$$N_2 = \frac{\text{Bi}_1}{\text{Bi}_1 + \text{Bi}_2 (1 + \text{Bi}_1)} \left[N_1 + \frac{k_{к} L_{к}}{\text{th}(k_{к} L_{к})} (1 - N_1) \right];$$

$$A_1 = \frac{Bi_1 + Bi_2 (1 + Bi_1)}{Bi_1 + Bi_2 (1 + Bi_1) (1 + n)};$$

$$A_2 = n \frac{Bi_2 (1 + Bi_1)}{Bi_1 + Bi_2 (1 + Bi_1)};$$

$$A_3 = \frac{1}{1 + \text{th}(k_n L_n) \text{th}(k_{тр} L_{тр})};$$

$$A_4 = \frac{1}{2 \text{ch}(k_{тр} L_{тр})} \frac{1 + \text{th}(k_n L_n)}{1 + \text{th}(k_n L_n) \text{th}(k_{тр} L_{тр})};$$

$$A_5 = \frac{e^{-k_{тр} L_{тр}}}{2 \text{ch}(k_{тр} L_{тр})} \times$$

$$\times \frac{n Bi_2 (1 + Bi_1) \text{th}(k_n L_n)}{[Bi_1 + Bi_2 (1 + Bi_1)] [1 + \text{th}(k_n L_n) \text{th}(k_{тр} L_{тр})]};$$

$$A_6 = A_5 e^{2k_{тр} L_{тр}};$$

$$A_7 = e^{k_{тр} L_{тр}} \left[1 - \frac{e^{k_{тр} L_{тр}} [1 + \text{th}(k_n L_n)]}{2 \text{ch}(k_{тр} L_{тр}) [1 + \text{th}(k_{тр} L_{тр}) \text{th}(k_n L_n)]} \right];$$

$$A_8 = \left(\frac{1}{N_1} - 1 \right) \frac{k_K L_K}{\text{th}(k_K L_K)};$$

$$X = x/\delta_{ст}; \quad L_n = l_n/\delta_{ст}; \quad L_{тр} = l_{тр}/\delta_{ст}; \quad L_K = l_K/\delta_{ст}.$$

Безразмерные температуры θ_0^n , $\theta_0^{тр}$, θ_0^K определяются геометрическими (L_n , $L_{тр}$, L_K) и теплофизическими (Bi_1 и Bi_2) параметрами конструкции тепловой трубы. Значения параметров Bi_1 и Bi_2 для реальных тепловых труб приводятся в табл. 1*.

Т а б л и ц а 1

Материал корпуса и фитиля	Параметр Bi_1	Параметр Bi_2		
		Естественная конвекция и излучение в газовой среде $\alpha_K \leq 10 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$	Принудительная конвекция в газовой среде $10 \leq \alpha_K \leq 80 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$	Принудительная конвекция в жидкости $\alpha \leq 1000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$
Нержавеющая сталь типа 1X18H9T	$10^{-1} - 1$	$\leq 10^{-3}$	$10^{-3} - 10^{-2}$	$\leq 10^{-1}$
Медь	$1 \cdot 10^{-3} - 10^{-1}$	$\leq 10^{-5}$	$10^{-5} - 10^{-4}$	$\leq 10^{-3}$
Алюминиевый сплав	$10^{-2} - 10^{-1}$	$\leq 10^{-4}$	$10^{-4} - 10^{-3}$	$\leq 10^{-2}$

* Расчет λ_a проводился по формуле (6); $0,1 \cdot 10^{-5} \leq \delta_f \leq 0,5 \times 10^{-3}$ м; $0,3 \cdot 10^{-3} \leq \delta_{ст} \leq 1 \cdot 10^{-3}$ м; отношение δ_f/λ_a для труб из алюминиевого сплава принималось равным $0,2 \cdot 10^{-4} - 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$.

Анализ зависимостей (32)—(34), проведенный с использованием численных значений Bi_1 и Bi_2 , показал, что геометрические размеры зон l_n , $l_{тр}$, l_k большинства реальных конструкций тепловых труб, применяемых в системах обеспечения теплового режима РЭА, имеют значения, при которых $k_i L_i \gg 1$ ($i = n, тр, k$). Это позволяет значительно упростить расчетные выражения (32)—(34). Действительно, при $k_i L_i \gg 1$ можно следующим образом преобразовать члены, входящие в правые части уравнений:

$$\frac{\vartheta_n}{\vartheta_n^{ид}} = N_1 \approx \frac{k_k L_k}{k_k L_k + \frac{Bi_2 (1 + Bi_1)}{Bi_1 (1 + z_3)}} \quad (35)$$

Принимая во внимание данные табл. 1, находим:

$$A_1 (1 - N_1) \ll 1;$$

$$\frac{N_1 - N_2}{\text{ch}(k_{тр} L_{тр})} \rightarrow 0; \quad A_3 \rightarrow 0,5 \quad \text{при } l_{тр} \neq 0$$

$$A_3 \equiv 1 \quad \text{при } l_{тр} = 0.$$

Окончательно получаем выражение для ϑ_n^0 :

$$\vartheta_n^0 = 1 - 0,5 \frac{n Bi_2 (1 + Bi_1)}{Bi_1 + Bi_2 (1 + Bi_1) (1 + n)} \frac{\text{ch}(k_n X)}{\text{ch}(k_n L_n)} \quad (32')$$

или для $l_{тр} = 0$

$$\vartheta_n^0 = 1 - \frac{n Bi_2 (1 + Bi_1)}{Bi_1 + Bi_2 (1 + Bi_1) (1 + n)} \frac{\text{ch}(k_n X)}{\text{ch}(k_n L_n)} \quad (32'')$$

Аналогичным образом преобразуем выражения для $\vartheta_0^{тр}$ и ϑ_0^k :

$$\begin{aligned} \vartheta_0^{тр} = N_1 - (N_1 - N_2) \frac{\text{ch}(k_{тр} X)}{\text{ch}(k_{тр} L_{тр})} + \\ + 0,5 \frac{n Bi_2 (1 + Bi_1)}{Bi_1 + Bi_2 (1 + Bi_1)} e^{-k_{тр} X}; \end{aligned} \quad (33')$$

$$\vartheta_0^k = N_1 \left[1 + \frac{Bi_2 (1 + Bi_1)}{Bi_1 (1 + z_3)} \frac{\text{ch}(k_k (L_k - X))}{\text{ch}(k_k L_k)} \right]. \quad (34')$$

Для упрощения дальнейшего анализа проведем расчетные оценки неравномерности поля температуры по длине конденсаторной зоны тепловой трубы.

Максимальное значение ϑ_0^k равно $\vartheta_0^k|_{x=0}$, минимальное — $\vartheta_0^k|_{x=l_k}$, откуда

$$\frac{k_k L_k \left[1 + \frac{Bi_2 (1 + Bi_1)}{Bi_1 (1 + z_3)} \right]}{k_k L_k + \frac{Bi_2 (1 + Bi_1)}{Bi_1 (1 + z_3)}} \geq \vartheta_0^k \geq \frac{k_k L_k}{k_k L_k + \frac{Bi_2 (1 + Bi_1)}{Bi_1 (1 + z_3)}} \quad (36)$$

Влияние осевой теплопроводности будет наибольшим для тепловых труб, у которых значение Bi_1 минимальное. Отсюда, используя из табл. 1 значения Bi_1 и Bi_2 , получаем следующие выражения: при естественной конвекции и излучении в газовой среде

$$\frac{Bi_2(1 + Bi_1)}{Bi_1(1 + z_3)} \approx 10^{-2}, \text{ отсюда } \Theta^{K_0} \approx 1$$

или

$$\Theta^{K_0} \approx (\Theta^{K_0})_{нд}; \quad (37)$$

при принудительной конвекции в газовой среде

$$\frac{Bi_2(1 + Bi_1)}{Bi_1(1 + z_3)} \approx 5 \cdot 10^{-2}, \text{ отсюда } \Theta^{K_0} \approx 1$$

или

$$\Theta^{K_0} \approx (\Theta^{K_0})_{нд}; \quad (37')$$

при принудительной конвекции в жидкости

$$\frac{Bi_2(1 + Bi_1)}{Bi_1(1 + z_3)} \approx 5 \cdot 10^{-1}.$$

Отсюда максимальное и минимальное значения Θ^{K_0} могут быть соответственно близким к 1,5 и 1, что является следствием того, что значение градиента $\left. \frac{d\Theta^{K_0}}{dX} \right|_{X=0}$ велико.

Таким образом, при охлаждении тепловой трубы газовой средой (наиболее типичный случай применения тепловых труб в РЭА) поверхность зоны отвода тепла можно считать изотермичной $\Theta^{K_0} \approx (\Theta^{K_0})_{нд}$.

Перейдем теперь к анализу распределения температуры в зоне подвода тепла.

Из уравнения (32') при $x=0$ следует, что $\Theta^{n_0}|_{x=0} = 1$ или $\Theta^{n_0}|_{x=0} = (\Theta^{n_0})_{нд}$, т. е. при $k_i L_i \gg 1$ максимальная температура в зоне подвода тепла соответствует Θ^{n_0} , вычисленному из уравнения (8).

Минимальное значение Θ^{n_0} (при $x=L_n$) определяется из выражений

$$\Theta^{n_0}|_{x=L_n} = \frac{Bi_1 + Bi_2(1 + Bi_1)(1 + 0,5n)}{Bi_1 + Bi_2(1 + Bi_1)(1 + n)} \text{ при } l_{тр} \neq 0; \quad (38)$$

$$\Theta^{n_0}|_{x=L_n} = \frac{Bi_1 + Bi_2(1 + Bi_1)}{Bi_1 + Bi_2(1 + Bi_1)(1 + n)} \text{ при } l_{тр} = 0. \quad (39)$$

Как следует из выражений (38) и (39), величина $\Theta^{n_0}|_{x=L_n}$ является функцией трех параметров: Bi_1 , Bi_2 , n .

На рис. 7 приведены результаты расчета значений $\Theta^{n_0}|_{x=L_n}$ для случая естественной и принудительной конвекции в газовой среде для тепловых труб из стали ($Bi_1 \approx 1$). Из графика видно, что в реальных условиях поле температуры по длине подвода тепла может быть существенно неравномерно, особенно при $l_{тр} = 0$.

Так как основной задачей теплового расчета тепловой трубы является определение ϑ_0^u , то на основании проведенного анализа можно сформулировать следующие условия, определяющие границы применимости уравнений (8) и одномерной расчетной модели. Уравнения (8) могут использоваться для определения поля

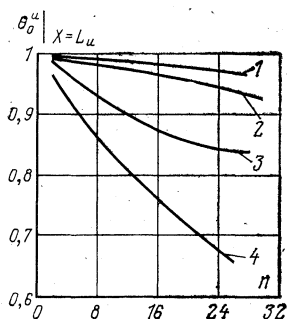


Рис. 7. Графики зависимости $\vartheta_0^u|_{x=L_u}$ от n для стальной тепловой трубы ($Bi_1 \approx 1$).

1 — $Bi_2=10^{-3}$, $L_{TP} \neq 0$; 2 — $Bi_2=10^{-3}$, $L_{TP}=0$; 3 — $Bi_2=10^{-2}$, $L_{TP} \neq 0$; 4 — $Bi_2=10^{-2}$, $L_{TP}=0$.

температуры по поверхности трубы, если $k_i L_i \gg 1$ и не оговаривается равномерность поля температуры поверхности элемента РЭА, охлаждаемого тепловой трубой.

Расчеты показывают, что условие $k_i L_i \gg 1$ практически всегда выполняется для любой зоны реальных тепловых труб, изготовленных из нержавеющей стали или алюминиевых сплавов. Для труб, изготовленных из меди, данное условие может не выполняться в зоне подвода тепла, если длина ее меньше 30 мм.

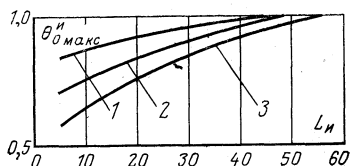
При невыполнении условия $k_i L_i \gg 1$ температура $\vartheta_0^u|_{x=0}$ может оказаться меньше, чем $(\vartheta_0^u)^{нд}$. Это наглядно показывают результаты расчета, проведенного для медной тепловой трубы с произвольно выбранными геометрическими размерами (рис. 8). В этом случае расчет поля температуры по поверхности тепловой трубы проводится по формулам (32)—(34).

Рассмотрим теперь, насколько отличаются расчеты, проводимые по формулам (32)—(34) и по формулам [3].

Четко определить расчетным путем диапазон применимости указанных выражений практически невозможно из-за большого числа входящих в них параметров. Однако, основываясь на данных многочисленных расчетов и экспериментальных проверок, можно считать, что

ориентировочной границей применимости уравнений [3], полученных при решении задачи в одномерной постановке, является значение $Bi_1 \approx 0,03$. Таким образом, для большинства тепловых труб, изготовленных из меди, определение поля температуры может проводиться по уравнениям [3]. Применение этих уравнений для рас-

Рис. 8. Графики зависимости $\theta_{0\text{макс}}''$ от L_{II} для медной трубы ($Bi_1 = 3 \cdot 10^{-3}$; $Bi_2 = 2 \cdot 10^{-4}$).
1 — $n=2$; 2 — $n=5$; 3 — $n=10$.



чета профиля температуры стальных и алюминиевых труб может привести к значительным погрешностям.

На рис. 9—12 приводится сравнение расчетных и экспериментальных данных для трех различных конструкций тепловых труб из меди и нержавеющей стали с водой в качестве теплоносителя. Как видно из графиков, расчетные данные, полученные по формулам (32)—(34),

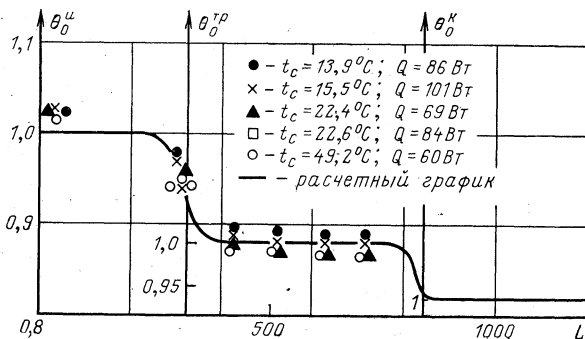


Рис. 9. График изменения температуры по длине медной тепловой трубы ($Bi_1 = 4,2 \cdot 10^{-3}$; $Bi_2 = 0,27 \cdot 10^{-3}$; $n=1,9$), охлаждаемой жидкостью.

достаточно хорошо совпадают с экспериментальными. При этом для медной тепловой трубы расчетные распределения температуры, вычисленные по формулам (32)—(34) и (3), как и следовало ожидать, совпадают (ввиду пренебрежимо малого термического сопротив-

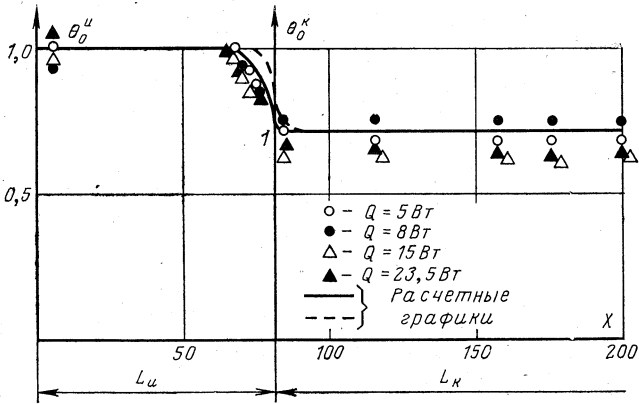


Рис. 10. Графики изменения температуры по длине стальной тепловой трубы ($Bi_1=4,27 \cdot 10^{-2}$; $Bi_2=31 \cdot 10^{-3}$; $n=4,2$) при ее охлаждении путем принудительной конвекции в воздухе.
 — расчет по формулам (32)–(34); - - - расчет [3].

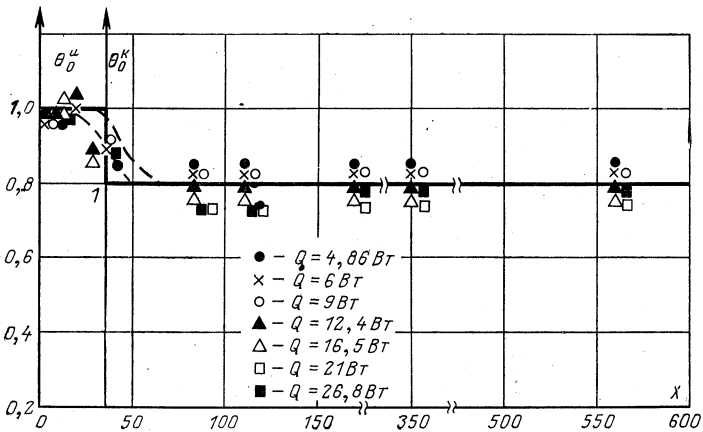


Рис. 11. Графики изменения температуры по длине стальной тепловой трубы ($Bi_1=3,6 \cdot 10^{-2}$; $Bi_2=2,3 \cdot 10^{-4}$; $n=16$) при ее охлаждении путем естественной конвекции в воздухе.
 — расчет по одномерной модели; - - - расчет по формулам (32)–(34); - - - расчет [3].

ления фитиля $Bi_1=4 \cdot 10^{-3}$). В то же время погрешности при определении профиля температуры по формулам [3] для стальных тепловых труб в некоторых случаях превышали* 30% (пунктирная линия на рис. 10—12).

В заключение подведем итог анализа различных методов расчета стационарного теплового режима тепловых труб для систем терморегулирования:

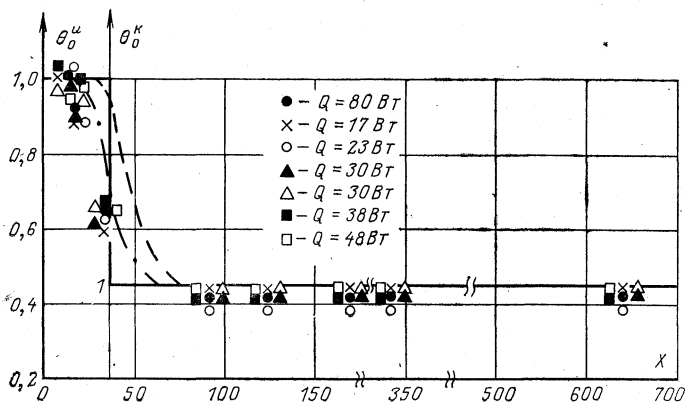


Рис. 12. Графики изменения температуры по длине стальной тепловой трубы ($Bi_1=3,6 \cdot 10^{-2}$; $Bi_2=2,7 \cdot 10^{-3}$; $n=16$) при ее охлаждении путем принудительной конвекции в воздухе.

— расчет по одномерной модели; - · - расчет по формулам (32) — (34); - - - расчет [3].

1. Для определения термического сопротивления тепловых труб уравнение (9) можно использовать в том случае, если их геометрические и теплофизические параметры удовлетворяют условию $k_i L_i \gg 1$.

2. В том случае, если требуется определить равномерность поля температуры по охлаждаемой поверхности элемента РЭА, необходимо использовать уравнение [3], если $Bi_1 < 0,03$, или (32) — (34) во всех остальных случаях.

4. Расчет нестационарной теплопередачи в тепловых трубах

Аналитические методы расчета нестационарной теплопередачи в тепловых трубах практически отсутствуют, хотя известны попытки решения такого рода задач чис-

ленными методами [14]. В то же время в инженерной практике были бы полезны методы, которые позволили на стадии разработки тепловых труб хотя бы приближенно оценить их нестационарный тепловой режим при различных условиях эксплуатации.

В настоящем параграфе излагается подобный метод расчета, основанный на качественном анализе процесса теплопередачи в тепловых трубах и данных экспериментов. Учитывая результаты анализа, проведенного в § 1, можно предположить, что процессы тепло- и массопереноса в паровом канале не определяют динамику теплопередачи в тепловых трубах. Кроме того, можно расчетным путем показать, что в реальных тепловых трубах теплоемкость пара пренебрежимо мала по сравнению с теплоемкостью конструкции, а изменение теплоемкости конструкции, связанное с испарением рабочей жидкости, может быть существенным только при тех значениях температуры, при которых применение данной рабочей жидкости становится невозможным вследствие большого давления насыщенных паров.

Таким образом, используя ранее сделанные допущения (см. § 1), будем в дальнейшем предполагать, что динамика передачи тепла в тепловой трубе определяется процессом теплопроводности в стенке корпуса и фитиле, а также их теплоемкостью. При этом пар теплоносителя является идеальной тепловой связью, теплоемкость которой близка к нулю: $R_{\phi} = R_{\text{вн}} = 0$.

Далее, если рассматривать тепловую трубу как систему тел, связанных между собой идеальной тепловой связью, находящуюся в теплообмене с охлаждающей средой (используем расчетную модель, изображенную на рис. 3), и предположить мгновенную регуляризацию теплового режима такой системы, то для расчета нестационарного теплового режима тепловых труб могут быть использованы зависимости для регулярного режима системы тел [12, 13]. При этом темп изменения температуры определяется выражением

$$m = \Psi_{\kappa} \frac{\alpha_{\kappa} S_{\kappa}}{C_{\text{ТТ}}}, \quad (40)$$

где Ψ_{κ} — коэффициент неравномерности температуры зоны отвода тепла; $C_{\text{ТТ}}$ — теплоемкость тепловой трубы.

Проверка данного предположения путем сравнения с экспериментальными результатами для целого ряда

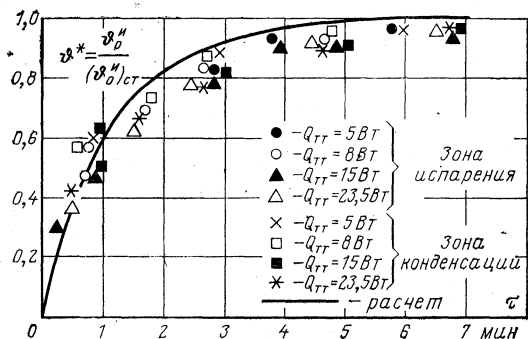


Рис. 13. Графики изменения температуры при запуске стальной тепловой трубы с водой в качестве теплоносителя (диаметр трубы $10 \cdot 10^{-3}$ м, длина $213 \cdot 10^{-3}$ м, $l_{тр}=0$).

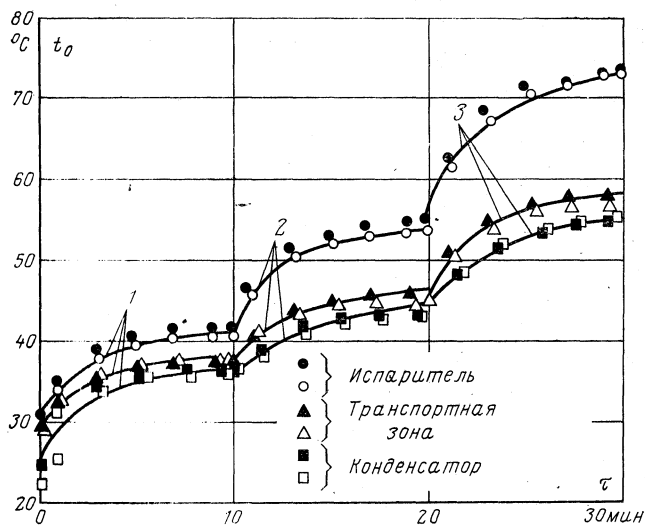


Рис. 14. Графики, соответствующие переходным режимам работы тепловой трубы (диаметр трубы $10 \cdot 10^{-3}$ м, длина $213 \cdot 10^{-3}$ м, $l_{тр} \neq 0$).

1 — $Q=5$ Вт; 2 — $Q=9,5$ Вт; 3 — $Q=15,5$ Вт.

тепловых труб, геометрические размеры, форма и конструкция которых являются типичными для труб, используемых для охлаждения РЭА, дала положительный результат. На рис. 13 и 14 приводятся экспериментальные зависимости, полученные для двух цилиндрических тепловых труб при запуске и в переходных режимах (на рисунках приняты обозначения: $(\theta^{и_0})_{ст}$ — значение $\theta^{и_0}$ в стационарном режиме при данном значении $Q_{ТТ}$; t_0 — температура поверхности корпуса тепловой трубы; τ — время). Как видно из приведенных графиков, зависимости регулярного режима с достаточной точностью описывают нестационарное изменение температуры тепловых труб.

Моделирование тепловой трубы в виде системы тел с идеальной тепловой связью открывает возможность в некоторых случаях проводить сопряженные расчеты нестационарной теплопередачи в системах охлаждения с тепловыми трубами, например для тепловой трубы с металлическим оребрением. Как показали исследования сложных систем, аналогичных тепловым трубам, использование в подобных расчетах теории регулярного режима весьма эффективно. Поэтому дальнейшие исследования в этом направлении следует считать перспективными. При этом одним из наиболее важных вопросов является определение границ применения теории регулярного режима для расчета нестационарного теплового режима тепловых труб.

Глава вторая

ИНЖЕНЕРНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ НА ОСНОВЕ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

5. Исходные данные для расчета

В отличие от рассмотренных ранее задач разработка методов расчета систем охлаждения является комплексной задачей. Проектирование сводится к расчету и выбору конструктивных параметров системы, в которую тепловая труба входит как один из элементов конструкции. При этом разработчикам таких систем расчеты приходится проводить в два этапа,

На первом этапе проводятся расчет и выбор конструктивных параметров системы охлаждения (проектный расчет), удовлетворяющей некоторым исходным данным, определяющим условие обеспечения заданного теплового режима охлаждаемого элемента РЭА. Как правило, на этом этапе приходится проводить расчет не одного, а нескольких вариантов конструкции системы охлаждения. Окончательный выбор варианта системы может быть проведен только после проведения второго этапа расчета.

На втором этапе проводится расчет теплового режима РЭА (см. гл. 3), в конструкцию которой входит данная система охлаждения. Как показывает практика, такой методологический подход обеспечивает необходимую объективность при выборе оптимальных технических решений и ведет к повышению качества разрабатываемых конструкций РЭА.

В большинстве случаев указанные этапы расчета выполняются на разных стадиях разработки конструкции РЭА. В результате проведения первого этапа расчета на стадии, предшествующей разработке конструкции РЭА, определяются конструктивные параметры нескольких вариантов систем охлаждения (которые в принципе могут быть отработаны с целью их унификации). На стадии разработки конструкции РЭА проводится расчет ее теплового режима с учетом применения различных вариантов разработанных систем охлаждения. Здесь же дается оценка всей конструкции в целом (для различных вариантов систем охлаждения) по таким параметрам, как надежность, энергозатраты, габариты, масса и т. п.

Для проведения расчета системы охлаждения необходимо прежде всего сформулировать исходные данные.

Для проведения проектного расчета системы охлаждения исходные данные и задача расчета должны формулироваться следующим образом. Требуется определить параметры системы, обеспечивающей температуру в зоне подвода тепла ниже допустимой $t_{дн}^*$ для заданных значений подводимого теплового потока Q , его плотности $q_{и}$ и параметров охлаждающей среды: максимально возможную температуру t_c ; минимальное давление p_c ; состав среды, скорость движения среды v_c .

При этом следует заметить, что наиболее часто приходится задавать не одно, а одновременно несколько значений $t_{\text{д}}$, Q и $q_{\text{д}}$, соответствующих значениям допустимой температуры и рассеиваемой мощности различных теплонапряженных элементов РЭА, для которой разрабатывается система охлаждения. В ряде случаев приходится задавать и несколько вариантов значений параметров охлаждающей среды, если они в процессе эксплуатации РЭА изменяются или разрабатывается РЭА многоцелевого назначения и т. д.

Прежде чем начать непосредственное рассмотрение вопросов, связанных с расчетом систем охлаждения, определим понятие «система охлаждения на основе тепловой трубы».

На рис. 15 представлена структурная схема системы охлаждения на основе тепловой трубы, состоящая в общем случае из трех элементов: элемента коммутации тепловой трубы с охлаждаемым элементом РЭА, тепло-

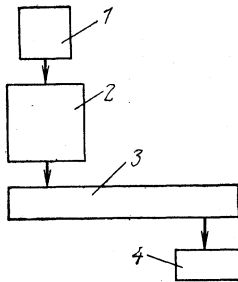


Рис. 15. Структурная схема системы охлаждения с тепловой трубой.

1 — охлаждаемый элемент РЭА; 2 — элемент, предназначенный для обеспечения тепловой связи РЭА с тепловой трубой; 3 — тепловая труба; 4 — теплообменник.

вой трубы и теплообменника для сброса тепла в охлаждающую среду.

Анализ большого числа реальных конструкций с тепловыми трубами и их расчетных моделей [15] показывает, что данной схеме соответствует подавляющее большинство разрабатываемых систем охлаждения РЭА. Поэтому расчет именно таких систем и рассматривается в данной книге. Здесь же отметим, что в большинстве случаев отвод тепла от РЭА производится путем конвекции и излучения в газообразную охлаждающую среду. Использование окружающей газообразной среды для охлаждения позволяет разрабатывать достаточно автономные системы, что во многих случаях является большим преимуществом. При использовании для

охлаждения РЭА жидкой охлаждающей среды тепловые трубы служат, как правило, элементом тепловой связи между теплонапряженными элементами и жидкостной системой охлаждения. В этом случае расчет систем охлаждения может проводиться (независимо от расчета тепловых труб) по методикам, изложенным в [16, 17], а для расчета тепловых труб могут быть использованы методики, предлагаемые в [2].

6. Тепловой расчет и оптимизация параметров систем охлаждения

В настоящем параграфе рассмотрен расчет систем охлаждения, в которых отвод тепла от охлаждаемых элементов РЭА осуществляется с помощью тепловой трубы на охлаждаемую плату или в охлаждающую среду с оребренного участка тепловой трубы. Описание предварительного этапа выбора материала конструкции

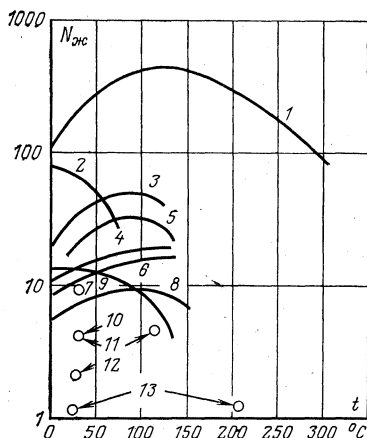


Рис. 16. Зависимость параметра $N_{жс}$ от температуры для различных теплоносителей.

1 — вода; 2 — аммиак; 3 — метиловый спирт; 4 — этиловый спирт; 5 — ацетон; 6 — бензол; 7 — даутерм-Е; 8 — четыреххлористый углерод; 9 — эфир; 10 — фреон-12; 11 — фреон-113; 12 — даутерм-А; 13 — FC-75.

и типа фитиля, удовлетворяющих исходным данным, здесь не приводится. Необходимые данные и рекомендации, а также сведения о рабочих жидкостях, используемых в тепловых трубах, приводятся в [2, 5, 18—21]. Кроме того, для сравнения эффективности различных теплоносителей может быть использован приведенный на рис. 16 график зависимости параметра $N_{жс}$, определяющего теплопередающую способность теплоносителя, от температуры.

В качестве оребрения поверхности теплообмена в рассматриваемых системах используются пластины и иголки, конструкции которых приведены на рис. 17.

Перейдем к изложению методов расчета систем охлаждения РЭА на основе тепловых труб. Разрабатываемая система охлаждения будет удовлетворять

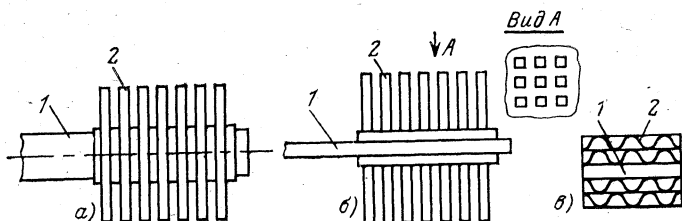


Рис. 17. Типы оребрения тепловых труб.

a — пластинчатое; *б* — штырьковое; *в* — оребрение — гофры; 1 — тепловая труба конструкции РЭА; 2 — оребрение.

исходным данным, если будет выполнено основное условие, ограничивающее термическое сопротивление системы:

$$R_{c.o} \leq R_{c.o}^d, \quad (41)$$

где

$$\left. \begin{aligned} R_{c.o} &= \frac{t_n - t_c}{Q} \\ \text{и} \\ R_{c.o}^d &= \frac{t_n^d - t_c}{Q} \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

При этом следует сразу сказать о том, что значение $R_{c.o}$ должно быть как можно ближе к заданному значению $R_{c.o}^d$, так как исходные данные на разработку системы охлаждения выдаются с учетом требований надежности и наиболее рациональных условий эксплуатации элементов РЭА. Поэтому занижение $R_{c.o}$ по сравнению с $R_{c.o}^d$ неоправдано и ведет к повышению потребления энергии и увеличению массы системы.

Таким образом, тепловой расчет системы охлаждения в данном случае сводится к определению значения $R_{c.o}$. Для того чтобы провести такой расчет, необходимо конкретизировать рассматриваемые варианты схем си-

системы охлаждения. В дальнейшем на основании имеющегося опыта для рассмотрения выбираются четыре наиболее типичные схемы систем охлаждения (рис. 18).

В схемах на рис. 18, а и в коммутирующий элемент конструкции отсутствует и тепловая труба непосредственно устанавливается на охлаждаемый элемент

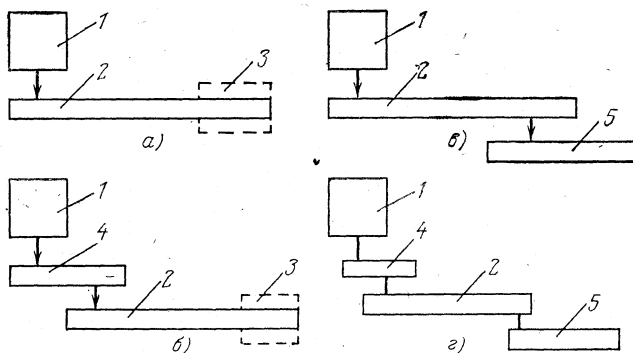


Рис. 18. Типичные схемы систем охлаждения на основе тепловых труб.

1 — охлаждаемый элемент конструкции РЭА; 2 — тепловая труба; 3 — оребрение; 4 — коммутирующий элемент; 5 — теплоотдающая поверхность.

РЭА. Примером такой системы может служить конструкция, изображенная на рис. 43.

В схемах на рис. 18, а и б поверхность тепловой трубы в зоне отвода тепла оребряется. В системах охлаждения, соответствующих рис. 18, в и г, тепловая труба контактирует с оребренной платой.

Расчет систем охлаждения будет проводиться для случая использования тепловых труб простейшей геометрии, что определяется следующими допущениями:

- корпус и фитиль изготовлены из одного материала;
- толщины стенки корпуса и фитиля достаточно малы по сравнению с диаметром тепловой трубы;
- периметр, толщина стенки корпуса, толщина и пористость фитиля постоянны по длине;
- масса теплоносителя пренебрежимо мала по сравнению с массой конструкции тепловой трубы.

Перейдем теперь к тепловому расчету систем охлаждения, схемы которых приведены на рис. 18.

Схема на рис. 18,а. Для расчета $R_{c.o}$ необходимо определить максимальную температуру в зоне подвода тепла $t_{и}$ из выражения (41). При этом расчет значения $t_{и}$ на данном этапе, когда еще неизвестны параметры конструкции и геометрия тепловой трубы, может проводиться только с использованием одномерной расчетной модели (см. § 2). Таким образом, используя уравнение (8) и проводя алгебраические преобразования, получаем:

$$\frac{t_{и} - t_{с}}{q_{и}} = \frac{1}{n} \left[(1 + n) \left(\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{ф}}{\lambda_{э}} \right) + \frac{1}{\psi \bar{\alpha}} \right], \quad (43)$$

где ψ — коэффициент оребрения поверхности тепловой трубы в зоне отвода тепла; $\bar{\alpha}$ — среднее по оребренной поверхности тепловой трубы значение коэффициента теплообмена с охлаждающей средой.

Принимая во внимание сказанное выше о требуемом значении параметра $R_{c.o}$, преобразуем уравнение (43):

$$R_{c.o}^n S_{и} = \frac{1}{n} \left[(1 + n) \left(\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{ф}}{\lambda_{э}} \right) + \frac{1}{\psi \bar{\alpha}} \right], \quad (44)$$

где $S_{и} = Q/q_{и}$.

Выражение (44) является основным расчетным уравнением и определяет зависимость, которой должны удовлетворять теплофизические и конструктивные параметры системы охлаждения (члены уравнения, стоящие в правой части), чтобы разрабатываемая система удовлетворяла исходным данным (члены уравнения, стоящие в левой его части).

Обозначая члены уравнения (44) соответствующими индексами, приводим его к окончательному виду

$$R_{c.o}^n S_{и} = \frac{1}{n} \left\{ (1 + n) \left[\left(\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \right)_i + \left(\frac{\delta_{ф}}{\lambda_{э}} \right)_j \right] + \frac{1}{\psi \bar{\alpha}} \right\}, \quad (45)$$

где i и j — параметры, соответствующие выбранной рабочей жидкости, материалу конструкции, типу и материалу фитиля.

К заранее выбранным величинам относится и $\bar{\alpha}$. Так как этот параметр не может быть заранее рассчитан, задаемся возможным значением $\bar{\alpha}$, которое может быть выбрано с использованием рекомендаций, имеющих в [12]. Значение ψ не может считаться заданным, так

как количество ребер (а этим и определяется в данном случае величина ψ) неизвестно.

Таким образом, в правую часть уравнения (45) входят одновременно два неизвестных параметра n и ψ . Другими словами, задача не имеет однозначного решения и возникает вопрос об оптимальном соотношении параметров n и ψ .

Так как в данном случае передаваемая мощность Q , плотность теплового потока в зоне подвода тепла q_w , а также максимальный температурный перепад поверхности тепловой трубы относительно охлаждающей среды $t_{w_n} - t_c$ заданы, то на данном этапе расчета в качестве критерия оценки оптимальности можно принять массу системы. Методика оптимизации по массе подобных систем охлаждения с оребрением в несколько слоев (методом перебора) приводится в [22]. Ниже излагается методика оптимизации систем с оребрением в виде пластин и иголок.

Масса системы для схемы рис. 18,а определяется как сумма

$$M_{c.o.} = M_{TT} + M_p, \quad (46)$$

где M_{TT} и M_p — соответственно масса конструкции тепловой трубы и ребер.

Раскрывая значения M_{TT} и M_p и проводя алгебраические преобразования, получаем:

$$M_{c.o.} = S_{\Pi} \rho_M h_{c.o.}, \quad (47)$$

где

$$h_{c.o.} = (1 + n) \delta_{ij}^* + nP \left\{ \delta^{**} \left[\frac{1/\alpha}{n(R_{c.o.}^D S_{\Pi} - k_{ij}) - k_{ij}} - 1 \right] + \delta_1 \right\}; \quad (48)$$

$$\delta^* = \delta_{ст} \left[1 + \frac{\delta_{\Phi}}{\delta_{ст}} (1 - \varepsilon) \right];$$

$$\delta^{**} = \frac{V_{p1}}{S_{p1} (\eta - k_1)}; \quad P = \frac{\rho_p}{\rho_M};$$

$$k_{ij} = \left(\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \right)_i + \left(\frac{\delta_{\Phi}}{\lambda_{\Phi}} \right)_j;$$

η , V_{p1} , S_{p1} — к. п. д. [9], объем и поверхность теплообмена одного ребра; $k_1 = S_p^*/S_{p1}$; S_p^* — площадь основания ребра; δ_1 — толщина основания оребрения.

Уравнение (47) определяет значение массы системы охлаждения, которая удовлетворяет исходным данным и условию (45). Значение $M_{c.o}$ определяется из уравнения (47) как функция только одной переменной n . Следовательно, в диапазоне возможных значений n может быть найдено минимальное значение массы $M_{c.o.мин}$.

Для того чтобы определить $M_{c.o.мин}$, необходимо найти диапазон значений n , при которых уравнение (47) имеет физический смысл.

Действительно, из уравнения (45) следует, что с ростом n (увеличение площади отвода тепла S_R) требуемое значение ψ уменьшается (уменьшается количество ребер). При некотором значении $n=n_{макс}$ для обеспечения выполнения условия (41) вообще не требуется оребрения, т. е. $\psi=1$. Отсюда максимальное значение n определяется из выражения

$$n_{макс} = \frac{k_{ij} + 1/\bar{\alpha}}{R_{c.o}^d S_{\Pi} - k_{ij}} \quad (49)$$

В реальных условиях требуется некоторая минимальная поверхность зоны отвода тепла, необходимая для размещения оребрения данного типа. Действительно, ребра имеют конечные размеры, а минимальное расстояние между ними определяется технологией изготовления оребрения. Исходя из этого значения, $n_{мин}$ можно определить из выражения

$$n_{мин} = \frac{k_{ij} + \frac{1/\bar{\alpha}}{1 + k_2 S_{D1} (\eta - k_1)}}{R_{c.o}^d S_{\Pi} - k_{ij}}, \quad (50)$$

где k_2 — максимальная плотность расположения ребер, $1/m^2$.

Исследуем в диапазоне $n_{мин} \leq n \leq n_{макс}$ функцию $M_{c.o} = M_{c.o}(n)$.

Случай а: $\delta^* \leq \Delta P$, где $\Delta = \delta^{**} - \delta_1$.

При таком соотношении конструктивных параметров тепловой трубы и оребрения величина $dM_{c.o}/dn < 0$ и минимальная масса системы будет достигаться при $n = n_{макс}$ и $\psi = 1$. Таким образом:

$$n_{опт} = n_{макс}, \quad \psi_{опт} = 1,$$

Случай б: $\delta > \Delta P$.

В этом случае, приравняв производную dM/dn нулю, получаем:

$$n_{x1,2} = \frac{k_{ij} \pm \sqrt{\frac{k_{ij}}{\alpha} \frac{P\delta^{**}}{\delta^* - \Delta P}}}{R_{c.o.}^D S_H - k_{ij}}.$$

Сравнивая полученное выражение с выражением (50), получаем:

$$n_x = \frac{k_{ij} + \sqrt{\frac{k_{ij}}{\alpha} \frac{P\delta^{**}}{\delta^* - \Delta P}}}{R_{c.o.}^D S_H - k_{ij}}. \quad (51)$$

Можно показать, что n_x соответствует минимальному значению $M_{c.o.}$

При этом $n_{\text{опт}}$ определяется следующим образом:

при $n_x > n_{\text{макс}}$ $n_{\text{опт}} = n_{\text{макс}}$;

при $n_x < n_{\text{мин}}$ $n_{\text{опт}} = n_{\text{мин}}$;

при $n_{\text{мин}} < n_x < n_{\text{макс}}$ $n_{\text{опт}} = n_x$.

Определив, таким образом, значение $n = n_{\text{опт}}$, можно найти соответствующее ему значение $\psi_{\text{опт}}$ из уравнения (45).

В ряде случаев оребрение (например, алюминиевых тепловых труб) может быть выполнено заодно с корпусом тепловой трубы. В этом случае комплекс $h_{c.o.}$ в уравнении (47) и n_x определяются из выражений

$$h_{c.o.} = (1 + n) \delta_{ij}^* + n \delta^{**} \left[\frac{1/\alpha}{n (R_{c.o.}^D S_H - k_{ij}) - k_{ij}} - 1 \right]; \quad (52)$$

$$n_x = \frac{k_{ij} + \sqrt{\frac{k_{ij}}{\alpha} \frac{P\delta^{**}}{\delta^* - P\delta^{**}}}}{R_{c.o.}^D S_H - k_{ij}}. \quad (53)$$

Величины $n_{\text{макс}}$, $n_{\text{мин}}$ определяются соответственно из уравнений (49) и (50).

Таким образом, найдены расчетные выражения, позволяющие для каждого расчетного варианта (определяемого выбором i и j параметров) определить оптимальные значения основных конструктивных параметров системы охлаждения: площади поверхности охлаждения $n_{\text{опт}}$ и коэффициента оребрения $\psi_{\text{опт}}$. При этом расчет проводился для некоторого заданного значения ко-

эффицента α . После того, как определены конструктивные параметры системы, значение α должно быть уточнено методом последовательных приближений. Уточнение значения α , а следовательно и $n_{\text{опт}}$ и $\psi_{\text{опт}}$, производится в следующей последовательности.

1. Определяется расход охлаждающей среды через обребрение и ее перегрев при движении между ребрами.

2. Для полученного значения t_c (с учетом ее перегрева и скорости движения) определяется значение $\alpha = \alpha_1$ по методикам из теории теплообмена [9].

3. В уравнении (45) принимается $\alpha = \alpha_1$ и определяются по приведенной выше методике значения $(n_{\text{опт}})_1$ и $(\psi_{\text{опт}})_1$. Если эти значения отличаются от $(n_{\text{опт}})_0$ и $(\psi_{\text{опт}})_0$, перечисленные выше операции повторяются несколько раз, пока

$$|(n_{\text{опт}})_n - (n_{\text{опт}})_{n-1}| \leq \xi_1$$

и

$$|(\psi_{\text{опт}})_n - (\psi_{\text{опт}})_{n-1}| \leq \xi_2,$$

где n и $(n-1)$ — номера приближений; ξ_1 и ξ_2 — заданная разработчиком точность.

Здесь же заметим, что в случае принудительной конвекции на стадии уточнения значения α можно определить значение мощности, потребляемой вентилятором. Для этого используется зависимость [9]

$$N = \frac{V \Delta P_{\text{в}}}{\eta_{\text{в}}} = \frac{G \Delta P_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}} \eta_{\text{в}}}, \quad (54)$$

где V или G — соответственно объемный или массовый расход газа; $\Delta P_{\text{в}}$ — полное сопротивление; $\eta_{\text{в}}$ — к. п. д. вентилятора.

Масса системы охлаждения в том случае определяется как

$$M_{\text{с.о}}^{\Sigma} = M_{\text{с.о}} + M_{\text{в}},$$

где $M_{\text{в}}$ — масса вентилятора.

При сравнении и выборе систем охлаждения с принудительной вентиляцией в качестве критерия оценки следует использовать параметр $NM_{\text{с.о}}^{\Sigma}$. Наиболее эффективной в общем случае будет та система, у которой значение этого параметра минимально. Однако в инже-

нерной практике могут встречаться случаи, когда требования к минимальному потреблению энергии или к минимальной массе являются определяющими, и это следует учитывать при сравнении эффективности систем.

Схема на рис. 18,б. Данная схема отличается от предыдущей только наличием коммутирующего элемента. В качестве такого элемента обычно используется элемент конструкции РЭА: шасси, силовая рама, металлические монтажные платы и т. п. Так как на стадии проектного расчета системы охлаждения конструкция РЭА чаще всего неизвестна, то наиболее целесообразным подходом к расчету такой системы охлаждения является сведение этого случая к рассмотренному ранее.

Таким образом, с помощью изложенной выше методики определяем значение $n_{\text{опт}}$ и $\psi_{\text{опт}}$ для известных значений $t_{\text{дн}}$, Q и $q_{\text{н}}$. В данном случае $t_{\text{дн}}$ — гарантированное значение температуры поверхности тепловой трубы в месте ее контакта с коммутационным элементом конструкции при заданном значении теплового потока Q и плотности теплового потока $q_{\text{н}}$ в зоне контакта тепловой трубы с коммутационным элементом. После определения компоновки системы охлаждения в конструкции РЭА определяется общее термическое сопротивление системы

$$R_{\text{с.о}}^{\text{в}} = \frac{\Delta t_3}{Q} + R_{\text{с.о}}, \quad (55)$$

где Δt_3 — перегрев охлаждаемого элемента РЭА относительно поверхности контакта тепловой трубы с коммутационным элементом; $R_{\text{с.о}}$ — термическое сопротивление, определяемое из уравнения (45).

Расчет значения Δt_3 проводится с помощью известных методов теории теплопроводности для граничных условий, определяемых конкретной конструкцией и компоновкой РЭА.

Схемы на рис. 18,в, г. С учетом изложенного рассмотрим методику расчета двух других систем охлаждения.

Для случая теплообмена ребренной платы с охлаждающей средой и тепловой трубой принимаем следующие допущения:

площадь платы $S_{\text{п}}$ существенно превышает площадь ее контакта с тепловой трубой;

плата изотермична по толщине;

на поверхности платы отсутствуют источники тепла;

плата изготовлена из теплопроводного материала, и поверхность ее в месте контакта с тепловой трубой изотермична;

тепловой поток отводится от тепловой трубы только в месте контакта с оребренной платой;

теплофизические параметры рассматриваемой системы не зависят от температуры.

При сделанных допущениях перегрев поверхности тепловой трубы в зоне подвода тепла относительно охлаждающей среды можно определить из выражения

$$t_{\pi} - t_c = \Delta t_{\text{ТТ}} + \Delta t_{\text{к}} + \Delta t_c, \quad (56)$$

где $\Delta t_{\text{ТТ}}$ — перепад температуры по длине тепловой трубы, определяемый выражением (9); $\Delta t_{\text{к}} = R_{\text{к.т}} Q$ — перепад температур поверхностей контакта тепловой трубы и оребренной платы; $R_{\text{к.т}}$ — контактное термическое сопротивление; Δt_c — перегрев поверхности платы в зоне контакта с тепловой трубой относительно охлаждающей среды.

Используя для определения значение Δt_c методику, изложенную в [12], и проводя алгебраические преобразования, получаем:

$$\begin{aligned} R_{\text{с.о}} &= \frac{t_{\pi} - t_c}{Q} = \\ &= \frac{1}{S_{\text{н}}} \left[k_{ij} + \frac{1}{n} \left(k_{ij} + \frac{\delta_{\text{к}}}{\lambda_{\text{к}}} \right) \right] + f(n, \psi), \end{aligned} \quad (57)$$

где $f(n, \psi)$ — функция, определяемая из [12].

Таким образом, как и в рассмотренном ранее случае, искомое значение $R_{\text{с.о}} = R_{\text{с.о}}(n, \psi)$. Поэтому для нахождения расчетных параметров n и ψ будет использоваться тот же методический подход, а именно оптимизация системы по массе. В данном случае имеется в виду масса тепловой трубы и оребрения платы (плюс масса вентилятора в системе с принудительной конвекцией охлаждающей среды).

Ввиду того что функция $f(n, \psi)$ является трансцендентной [12], для решения задачи наиболее целесообразно использовать приведенный ниже графоаналитический метод.

1. Задаемся m следующими значениями параметра ψ :

$$\begin{aligned} \psi_1 &= 1; \quad \psi_2 = 1 + \Delta\psi, \quad \psi_i = 1 + (i-1)\Delta\psi, \\ \psi_m &= 1 + k_2 S_{\text{D1}} (\eta - k_1), \end{aligned} \quad (58)$$

где $\psi_m = 1 + k_2 S_{p1} (\eta - k_1)$ — максимальная плотность обребнения платы; $\Delta\psi$ — шаг изменения ψ , выбираемый минимально возможным.

2. Для каждого из m значений параметра ψ , используя (57), строим графики зависимости $R_{c.o.} = R_{c.o.}(n)$ (рис. 19), по каждому из которых параметром является ψ_i .

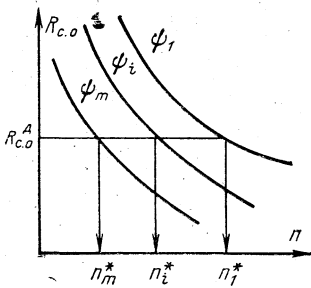


Рис. 19. Расчетные графики зависимости $R_{c.o.} = R_{c.o.}(n)$.

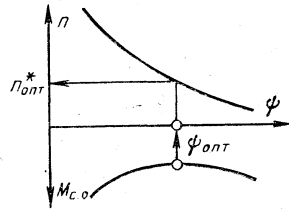


Рис. 20. Графическое определение n_{opt} и ψ_{opt} .

3. Проводя ординату $R_{c.o.} = R_{c.o.}^d$ (рис. 19), определяем для каждого значения ψ_i значение n_i^* , при котором выполняется равенство (57) при $R_{c.o.} = R_{c.o.}^d$.

4. Используя полученные значения n_i^* и соответствующие им значения ψ_i , строим график зависимости $\psi = \psi(n^*)$, который определяет такие значения ψ и n , при которых выполняется равенство (57) при $R_{c.o.} = R_{c.o.}^d$ (рис. 20).

5. Используя график $\psi = \psi(n^*)$, строим зависимость массы системы охлаждения от ψ и n^* :

$$M_{c.o.} = (1 + n^*) \delta_{ij}^* \rho_M S_{п1} + \delta^{**} (\psi - 1) \rho_p S_{п2}. \quad (59)$$

6. Определяем на графике $M_{c.o.}(\psi, n)$ минимальное значение массы, по которому на графике $\psi = \psi(n^*)$ находим n_{opt} и ψ_{opt} .

7. Далее уточняем значение \bar{a} .

Таким образом, мы определили методы расчета основных конструктивных параметров систем охлаждения для всех четырех рассматриваемых схем. Следует отметить, что расчет и оптимизация параметров систем охлаждения может проводиться для нескольких вариан-

тов конструкций фитиля и материала, теплоносителя и типов теплообменника, выбранных на предварительном этапе проектирования.

Для того чтобы окончательно выбрать систему охлаждения для рассмотренных вариантов, необходимо провести гидродинамический поверочный расчет по методикам [2] и из тех вариантов систем, которые удовлетворяют условию $Q < Q_{г.макс}$, выбрать вариант с минимальной массой. При расчете значений $Q_{г.макс}$ для сравниваемых вариантов конструкции системы длина транспортной секции тепловой трубы может быть принята одинаковой для всех вариантов и максимально возможной.

На этом проектный расчет системы охлаждения РЭА на основе тепловой трубы можно считать законченным. Использование в таких расчетах ЭВМ позволит значительно экономить время разработчика и в то же время увеличить число рассмотренных расчетных вариантов.

Пример расчета. Рассчитать параметры системы охлаждения по схеме рис. 18,а для следующих условий: $Q=20$ Вт; $t_{гн}^н=80^\circ\text{C}$; габариты охлаждаемой поверхности РЭА $50 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3}$ м; охлаждающая среда — воздух ($t_{с.мин}=40^\circ\text{C}$; $t_{с.макс}=55^\circ\text{C}$; $P_c=100\,000$ Па; $v_c=5$ м/с).

Порядок расчета. 1. Определяем диапазон рабочих температур теплоносителя $t_1 \leq t_T \leq t_{гн}^н$

$$t_1 = t_{гн}^н - (t_{с.макс} - t_{с.мин}) = 80 - (55 - 40) = 65^\circ\text{C};$$

$$65^\circ\text{C} \leq t_T \leq 80^\circ\text{C}.$$

Для найденного диапазона значений t_T выбираем в качестве теплоносителя воду [19].

2. Материалом конструкции выбираем сталь Х18Н9Т [2]. Исходя из требований компоновки корпус трубы должен быть плоским с сечением $10 \cdot 10^{-3} \times 3 \cdot 10^{-1}$ м; $\delta_{ст}=0,5 \cdot 10^{-3}$ м (типичный случай).

3. Так как значение q_n не велико ($4 \cdot 10^4$ Вт/м²), используем вложенный фитиль из сеток стали Х18Н9Т (ЧМТУ-4-7-66).

Расчет проводим для одно-, двух- и трехслойного фитиля из сетки № 0,08 × 0,055.

4. Определяем термическое сопротивление фитиля

$$\begin{aligned} \lambda_3 &= \lambda_{ж} \left(1 + \frac{1}{ab + c} \right) = 0,67 \left(1 + \frac{1}{8 \cdot 10^3 \cdot 0,04 \cdot 10^{-3} + 1,36} \right) = \\ &= 1,07 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}. \end{aligned}$$

Толщина одного слоя сетки равна двум диаметрам проволоки ($0,055 \cdot 10^{-3} \cdot 2 = 0,11 \cdot 10^{-3}$ м).

Удельное термическое сопротивление для каждого варианта фитиля

$$\left(\frac{\delta_{\Phi}}{\lambda_{\Phi}}\right)_1 = \frac{0,11 \cdot 10^{-3}}{1,07} = 1,03 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

$$\left(\frac{\delta_{\Phi}}{\lambda_{\Phi}}\right)_2 = 2,06 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}; \quad \left(\frac{\delta_{\Phi}}{\lambda_{\Phi}}\right)_3 = 3,09 \frac{\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}.$$

5. Геометрические параметры ребер: толщина $2 \cdot 10^{-3}$ м, высота $20 \cdot 10^{-3}$ м; минимальное расстояние между ребрами $2 \cdot 10^{-3}$ м. Материал оребрения — алюминиевый сплав. Ребра перпендикулярны продольной оси трубы. Толщина основания оребрения $\delta_1 = 1 \cdot 10^{-3}$ м*.

6. Используя рекомендации [12], задаемся в первом приближении значением $\alpha = 37$ Вт/м²°С.

7. Определяем конструктивный параметр

$$k_1 = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \left(\frac{\delta_{\Phi}}{\lambda_{\Phi}}\right)_1 = \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{13} + 1,03 \cdot 10^{-4} = 1,415 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

$$k_2 = 2,445 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

$$k_3 = 3,475 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}.$$

8. Рассчитываем параметр Δ :

$$\begin{aligned} \Delta &= \delta^{**} - \delta_1 = \frac{V_{\text{р1}}}{S_{\text{р1}} (\eta - k_1)} - \delta_1 = \\ &= \frac{400 \cdot 10^{-9}}{400 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95} - 1 \cdot 10^{-3} = 0,05 \cdot 10^{-3} \text{ м.} \end{aligned}$$

9. Определяем параметр δ^*_j . Для данного типа фитиля пористость может быть принята равной приблизительно 0,7

$$\begin{aligned} \delta^*_1 &= \delta_{\text{ст}} \left[1 + \frac{\delta_{\Phi}}{\delta_{\text{ст}}} (1 - \epsilon) \right] = \\ &= 0,5 \cdot 10^{-3} \left[1 + \frac{0,11 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} (1 - 0,7) \right] = 0,534 \cdot 10^{-3} \text{ м;} \end{aligned}$$

$$\delta^*_2 = 0,566 \cdot 10^{-3} \text{ м; } \delta^*_3 = 0,599 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Так как $\delta^* > \text{РА}$ (при $j=1, 2, 3$), то дальнейший расчет проводим с учетом возможного экстремума по массе системы (см. стр. 41).

* Рассматривается пластинчатое оребрение. В реальном случае могут быть рассмотрены несколько типов оребрения.

10. Определяем значения $n_{\max j}$, $n_{\min j}$ и n_{xj} по формулам (49)–(51):

$$n_{\max j} = \frac{k_j + 1/\bar{\alpha}}{S_{II}R_{с.о}^{II} - k_j};$$

$$n_{\max 1} = \frac{1,415 \cdot 10^{-4} + 1/37}{5 \cdot 10^{-4} \cdot 1,25 - 1,415 \cdot 10^{-4}} = 55,5;$$

$$n_{\max 2} = 86,6; \quad n_{\max 3} = 95,0;$$

$$n_{\min j} = \frac{k_j + \frac{1/\bar{\alpha}}{1 + k_2 S_{PI}(\eta - k_1)}}{S_{II}R_{с.о}^{II} - k_j};$$

$$n_{\min 1} = \frac{1,415 \cdot 10^{-4} + \frac{1/37}{1 + 2,5 \cdot 10^4 \cdot 4 \cdot 10^{-4} (1 - 0,05)}}{5 \cdot 10^{-4} \cdot 1,25 - 1,415 \cdot 10^{-4}} = 5,6;$$

$$n_{\min 2} = 7,36; \quad n_{\min 3} = 10,4;$$

$$n_{xj} = \frac{k_j + \sqrt{\frac{k_j}{\alpha} \frac{P\delta^{**}}{\delta^* - \Delta P}}}{S_{II}R_{с.о}^{II} - k_j};$$

$$n_{x1} = \frac{1,415 \cdot 10^{-4} + \sqrt{\frac{1,415 \cdot 10^{-4} \cdot 0,346 \cdot 1,05 \cdot 10^{-3}}{37 (0,534 - 0,346 \cdot 0,05) \cdot 10^{-3}}}}{5 \cdot 10^{-4} \cdot 1,25 - 3,475 \cdot 10^{-4}} = 3,73;$$

$$n_{x2} = 6,33; \quad n_{x3} = 10,3.$$

Сравнивая полученные значения $n_{\max j}$, $n_{\min j}$ и n_{xj} , определяем:

$$n_{\text{опт}1} = 5,6; \quad n_{\text{опт}2} = 7,36; \quad n_{\text{опт}3} = 10,4.$$

11. Определяем оптимальное количество ребер по формуле, которую получаем из уравнения (45) путем алгебраических преобразований:

$$Z_{PI}^{\text{опт}} = \frac{S_{II}n_{\text{опт}j}}{S_{PI}(\eta - k_1)} \left[\frac{1/\bar{\alpha}}{n_{\text{опт}j}(S_{II}R_{с.о}^{II} - k_j) - k_j} - 1 \right];$$

$$Z_{PI}^{\text{опт}} = \frac{5 \cdot 10^{-4} \cdot 5,6}{4 \cdot 10^{-4} (1 - 0,05)} \times$$

$$\times \left[\frac{1/37}{5,6 (5 \cdot 10^{-4} \cdot 1,25 - 1,415) - 1,415} - 1 \right] = 70;$$

$$Z_{PI}^{\text{опт}} = 92; \quad Z_{PI}^{\text{опт}} = 130.$$

12. Определяем живое сечение оребрения

$$S_{c1} = 2 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot Z_{PI}^{\text{опт}} = 2 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 70 = 56 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$S_{c2} = 73,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \quad S_{c3} = 104 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

13. Определяем расход охлаждающей среды через оребрение

$$G_{c1} = \rho_c V_c S_{c,j} = 1,93 \cdot 5 \cdot 56 \cdot 10^{-4} = 0,054 \text{ кг/с};$$

$$G_{c2} = 0,07 \text{ кг/с}; G_{c3} = 0,1 \text{ кг/с}.$$

14. Рассчитываем среднюю температуру воздуха в оребрении

$$\bar{t}_{c1} = t_c + 0,5 \frac{Q}{c_p G_{c1}} = 55 + 0,5 \frac{20 \cdot 0,86}{3600 \cdot 0,239 \cdot 0,054} = 55,18^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_{c2} = 55,14^\circ\text{C}; \bar{t}_{c3} = 55,09^\circ\text{C}.$$

Расчет значения α [12] показал, что в данном случае уточнение этого параметра не требуется.

15. Определяем массу системы (47)

$$M_{c.o,j} = S_{\text{и}} \rho_{\text{м}} h_{c.o,j};$$

$$h_{c.o1} = 23,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}; h_{c.o2} = 31 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$h_{c.o3} = 45,7 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$M_{c.o1} = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 7,8 \cdot 10^{-3} \cdot 23,8 \cdot 10^{-3} = 92,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг};$$

$$M_{c.o2} = 121 \cdot 10^{-3} \text{ кг}; M_{c.o3} = 178 \cdot 10^{-3} \text{ кг}.$$

Таким образом, определены конструктивные параметры системы охлаждения для трех вариантов конструкции фитиля. На этом проектный расчет системы охлаждения заканчивается.

На этапе поверочного расчета проводят гидродинамический расчет, например, по методике [2], и проверяют выполнение условия $Q < Q_{\text{макс}}$ для рассчитанных вариантов системы охлаждения. Окончательно выбирают тот вариант, для которого масса минимальна (в данном случае условие $Q < Q_{\text{макс}}$ выполняется для всех вариантов, поэтому выбираем первый).

Приведенный пример наглядно показывает необходимость оптимального выбора конструктивных параметров системы. Действительно, как видно из результатов расчета, такой параметр, как длина зоны отвода тепла, может выбираться в большом диапазоне значений, например для первого варианта $280 \cdot 10^{-3} \leq l_{\text{к}} \leq 3750 \times 10^{-3} \text{ м}$.

Приведенная выше методика проектного расчета позволяет рассчитать и спроектировать систему охлаждения для заданных значений теплового потока, допустимой температуры и параметров охлаждающей среды. В ряде случаев требуется дополнительно определить неравномерность поля температуры по охлаждаемой поверхности элемента РЭА. Такой расчет проводится на стадии поверочного расчета по методикам, описанным в § 3.

ОСНОВЫ ИНЖЕНЕРНЫХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА
ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ,
ОХЛАЖДАЕМОЙ С ПОМОЩЬЮ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

7. Особенности тепловых моделей РЭА

Материалы, приведенные в гл. 2, позволяют рассчитать и выбрать оптимальные параметры систем охлаждения РЭА на основе тепловых труб для известных значений подводимого теплового потока и его плотности Q и q , допустимой температуры поверхности испарительного участка $t_{\text{дн}}$, параметров окружающей среды t_c и др.

При задании исходных данных для расчета систем охлаждения подразумевалось, что вся мощность, рассеиваемая охлаждаемыми элементами или блоками РЭА — $Q = Q_{\text{РЭА}}$, подводится к испарительному участку тепловой трубы, площадь поверхности которого равна площади поверхности контакта РЭА с тепловой трубой, т. е.

$$q = Q_{\text{РЭА}} / S_{\text{внеш}}^{\text{н}}$$

Известным считалось и термическое сопротивление контакта, что дало возможность определить максимально допустимое значение $t_{\text{дн}}$, также необходимое для расчета неизвестных параметров системы охлаждения.

Все это позволило создать методику расчета оптимальных параметров системы охлаждения на основе тепловых труб, не прибегая к решению сложной сопряженной задачи по определению теплового режима РЭА. В такой постановке расчет теплового режима охлаждаемой РЭА нужен только с точки зрения оценки эффективности выбранных средств обеспечения требуемого теплового режима.

Рассмотрим методы расчета теплового режима аппаратуры и ее отдельных составляющих при известных теплотехнических, конструктивных и гидродинамических параметрах систем охлаждения аппаратуры на основе тепловых труб.

Пользуясь теорией и методами расчета, изложенными в [12, 23], проведем анализ тепловых режимов РЭА, в конструкцию которых входят системы охлаждения на базе тепловых труб, а затем приведем пример конкретного применения этих методов расчета теплового режима к такого рода РЭА.

Напомним основные положения, принимаемые при расчете теплового режима РЭА.

Как известно, РЭА представляет собой систему тел с внутренними источниками тепла. Температурное поле РЭА зависит от мощности и распределения источников тепла, конструкции, режима работы аппаратуры и ее системы охлаждения или термостатирования, геометрических параметров, физических свойств материалов, условий эксплуатации.

При изучении теплового режима РЭА задача формулируется в следующем виде: найти температуру t_j какой-либо области РЭА в зависимости от времени и суммарной мощности Q источников тепла при заданных условиях эксплуатации, т. е. определить вид зависимости $t_j = t_j(Q, \tau)$ или $\vartheta_j = t_j - t_c = \vartheta_j(Q, \tau)$.

В установившемся режиме $\vartheta_j = \vartheta_j(Q)$. Эту зависимость называют тепловой характеристикой РЭА. При исследовании тепловых режимов РЭА придерживаются определенной последовательности. Вначале определяют тепловую модель РЭА.

В настоящее время получили развитие две группы тепловых моделей РЭА. Характерной особенностью моделей первой группы является разделение всей поверхности модели РЭА на отдельные изотермические участки. Например, при определении средней поверхностной температуры нагретой зоны условно изотермическими считаются поверхность корпуса и вся поверхность нагретой зоны, состоящей из поверхностей элементов и свободных участков шасси. Обычно сложная по форме нагретая зона реальной РЭА заменяется прямоугольным параллелепипедом, поверхность которого рассматривается как изотермическая. Такое же допущение делается относительно температурного поля корпуса.

В тепловых моделях второй группы нагретая зона РЭА, представляющая собой неоднородную систему тел, представляется в виде однородного тела. Свойства этого тела характеризуются результирующими значениями коэффициентов теплопроводности и теплоемкости.

Особенности тепловых моделей РЭА определяют математический аппарат, применяемый для их анализа. В установившемся режиме тепловые модели первой группы исследуются при помощи так называемого метода тепловых схем, который позволяет описать процессы переноса тепла при помощи системы нелинейных

алгебраических уравнений. Для изучения тепловых моделей второй группы применяются дифференциальные уравнения теплопроводности.

При исследовании теплового режима РЭА сложных конструкций тепловая модель аппарата может содержать в себе элементы обеих указанных групп моделей. При этом отдельные части сложной РЭА представляются в виде условно изотермических поверхностей, другие — в виде однородных тел.

8. Тепловые модели РЭА первой группы

Типовой моделью первой группы является система тел с источниками тепла, в которой происходит теплообмен как между телами, так и с окружающей средой. Если задачу расчета теплового режима ограничить определением средних поверхностных температур каждого из тел в стационарном режиме, то тепловую модель, как было отмечено ранее, представляют в виде совокупности изотермических поверхностей.

Для простоты будем считать, что РЭА представляется в виде одиночного изотермического тела.

Исходными данными для расчета $t_{РЭА}$ являются следующие параметры: рассеиваемая мощность $Q_{РЭА}$; площадь поверхности РЭА, контактирующая непосредственно с тепловой трубой $S_{внеш}^n$; площадь поверхности РЭА, соприкасающаяся с окружающей средой $S_c^{РЭА}$; допустимая температура РЭА $t_{РЭА}^d$; температура окружающей среды t_c ; условия теплообмена с окружающей средой. Кроме того, на стадии расчета теплового режима РЭА к исходным данным относятся известные конструктивные и теплофизические параметры системы охлаждения, рассчитанные по методике, приведенной в гл. 2. Тогда сопряженную тепловую модель РЭА и тепловой трубы (рис. 21,а) можно представить как систему отдельных изотермических поверхностей РЭА и отдельных участков тепловой трубы.

На рис. 21,б приведена соответствующая тепловой модели схема замещения с помощью термических сопротивлений теплопередаче в отдельных ее звеньях. Термическим сопротивлением, связанным с потерями в процессе тепло- и массопереноса испаряющейся и конденсирующейся жидкости и обусловленным конечным

градиентом давления в паре и жидкости (который вызывает движение теплоносителя в тепловой трубе), здесь пренебрегаем. Поэтому в схеме замещения оно не учитывается. Тогда в соответствии с представленной на рис. 21,б схемой стационарный тепловой режим РЭА можно рассчитать по выражению

$$\vartheta_{\text{РЭА}} = t_{\text{РЭА}} - t_c = Q_{\text{РЭА}} \frac{R_c^{\text{РЭА}} R_{\text{ТТ}}^{\text{РЭА}}}{R_c^{\text{РЭА}} + R_{\text{ТТ}}^{\text{РЭА}}}, \quad (60)$$

где $\vartheta_{\text{РЭА}}$ — перегрев корпуса РЭА относительно окружающей среды; $R_c^{\text{РЭА}}$ — термическое сопротивление теплопередаче от РЭА непосредственно в окружающую среду;

$$R_{\text{ТТ}}^{\text{РЭА}} = R_{\text{внешн}}^{\text{И}} + R_{\text{ТТ}}^{\text{внешн}} \quad (61)$$

— полное (эффективное) термическое сопротивление теплопередаче от РЭА через тепловую трубу в окру-

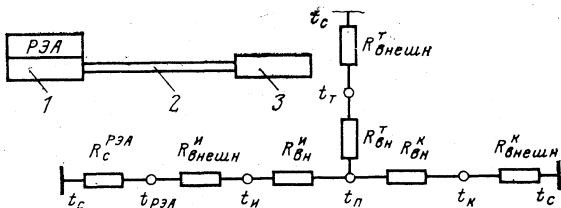


Рис. 21. Тепловая модель системы РЭА — тепловая труба (а) и схема термических сопротивлений (б).

1 — участок подвода тепла; 2 — транспортный участок; 3 — участок отвода тепла.

жающую среду; $R_{\text{внешн}}^{\text{И}}$ — контактное термическое сопротивление от РЭА к поверхности тепловой трубы на испарительном участке;

$$R_{\text{ТТ}}^{\text{внешн}} = R_{\text{ВН}}^{\text{И}} + \frac{(R_{\text{ВН}}^{\text{К}} + R_{\text{внешн}}^{\text{К}})(R_{\text{ВН}}^{\text{И}} + R_{\text{ТТ}}^{\text{внешн}})}{(R_{\text{ВН}}^{\text{К}} + R_{\text{внешн}}^{\text{К}}) + (R_{\text{ВН}}^{\text{И}} + R_{\text{ТТ}}^{\text{внешн}})} \quad (62)$$

— термическое сопротивление теплопередаче от корпуса тепловой трубы на испарительном участке к окружающей среде на конденсационном участке;

$$R_{\text{ВН}}^{\text{И}} = \frac{\delta_{\text{Ф}}}{\lambda_3 S_{\text{ВН}}}$$

— термическое сопротивление при прохождении теплового потока через капиллярную структуру от корпуса

тепловой трубы к паровому каналу на испарительном участке, определяемое эффективной теплопроводностью смоченной капиллярной структуры и ее толщиной, включая также термическое сопротивление контакта структуры и корпуса тепловой трубы (для случаев, когда структура не спечена с корпусом тепловой трубы);

$$R_{\text{вн}}^{\text{к}} = \frac{\delta_{\text{ф}}}{\lambda_{\text{э}} S_{\text{к}}^{\text{к}}}$$

— термическое сопротивление при прохождении теплового потока через капиллярную структуру от парового канала к корпусу тепловой трубы на конденсационном участке;

$$R_{\text{внешн}}^{\text{к}} = \frac{1}{\alpha_{\text{к}}^{\text{к}} S_{\text{к}}^{\text{к}}}$$

— термическое сопротивление теплопередаче от корпуса тепловой трубы на конденсационном участке к окружающей среде;

$$R_{\text{вн}}^{\text{г}} = \frac{\delta_{\text{ф}}}{\lambda_{\text{э}} S_{\text{г}}^{\text{г}}}$$

— термическое сопротивление на транспортном участке между паровым каналом и корпусом тепловой трубы;

$$R_{\text{внешн}}^{\text{г}} = \frac{1}{\alpha_{\text{г}}^{\text{г}} S_{\text{г}}^{\text{г}}}$$

— термическое сопротивление теплопередаче от корпуса тепловой трубы на транспортном участке к окружающей среде.

Если $\frac{1}{R_{\text{внешн}}^{\text{г}}} = 0$, то $R_{\text{гг}}^{\text{внешн}} = R_{\text{гг}} + R_{\text{внешн}}^{\text{к}}$;

$$R_{\text{гг}} = \frac{1}{\sigma_{\text{гг}}} = \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{к}}}{Q_{\text{РЭА}}} = \frac{\Delta t_{\text{гг}}}{Q_{\text{РЭА}}}$$

— термическое сопротивление тепловой трубы, определяемое отношением перепада температуры по длине тепловой трубы при заданных геометрических размерах участков подвода и отвода тепла к тепловому потоку (при этом транспортный участок адиабатичен или отсутствует).

Можно записать, что

$$R_{\text{ТТ}} = R_{\text{ВН}}^{\text{н}} + R_{\text{ВН}}^{\text{к}} = \frac{\delta_{\Phi}}{\lambda_{\Phi} S_{\text{ТТ}}};$$

$$S_{\text{ТТ}} = \frac{S_{\text{ВН}}^{\text{н}} S_{\text{ВН}}^{\text{к}}}{S_{\text{ВН}}^{\text{н}} + S_{\text{ВН}}^{\text{к}}}.$$

Если представить РЭА отдельно в виде нагретой зоны и корпуса, то следует воспользоваться следующим дополнительным соотношением:

$$\vartheta_{\Phi} = \vartheta_{\text{РЭА}} + Q_{\text{РЭА}} R_{\Phi, \text{к}} = Q_{\text{РЭА}} \left(R_{\Phi, \text{к}} + \frac{R_{\text{с}}^{\text{РЭА}} R_{\text{ТТ}}^{\text{РЭА}}}{R_{\text{с}}^{\text{РЭА}} + R_{\text{ТТ}}^{\text{РЭА}}} \right), \quad (63)$$

где ϑ_{Φ} — перегрев тепловыделяющих элементов РЭА относительно окружающей среды; $R_{\Phi, \text{к}}$ — термическое сопротивление теплопередаче от тепловыделяющих элементов к корпусу РЭА.

Таким образом, как и в других случаях, расчет теплового режима РЭА, охлаждаемой с помощью тепловой трубы, сводится к определению температуры РЭА $t_{\text{РЭА}}$ при известных конструктивных и теплофизических параметрах тепловой трубы и рассеиваемой мощности $Q_{\text{РЭА}}$, т. е. определению тепловой характеристики $t_{\text{РЭА}} = f(Q_{\text{РЭА}})$.

Расчет теплового режима РЭА при известных параметрах системы охлаждения на основе тепловых труб осуществляется по формулам (60) и (63), из которых непосредственно определяется искомая температура $t_{\text{РЭА}}$; если она отличается от $t_{\text{РЭА}}^{\text{д}}$, то следует вторично провести расчет оптимальных параметров системы охлаждения по методике, приведенной в гл. 2, с учетом найденного значения теплового потока, подводимого к тепловой трубе:

$$Q = \frac{1}{R_{\text{ТТ}}^{\text{РЭА}}} (t_{\text{РЭА}} - t_{\text{с}}), \quad (64)$$

а затем уточнить значение искомой температуры $t_{\text{РЭА}}$ для новых оптимальных конструктивных и теплофизических параметров системы охлаждения на основе тепловых труб.

Эти уточнения проводят до тех пор, пока не будет выполняться условие

$$t_{\text{РЭА}}^{\text{РЭА}} \approx t_{\text{РЭА}}^{\text{д}}.$$

Пример расчета. Рассчитать среднюю массовую температуру радиоэлектронного прибора, охлаждаемого с помощью системы на основе тепловой трубы, для следующих условий:

Мощность, рассеиваемая в приборе, Вт	20
Допустимое значение среднего массового перегрева прибора, °С	25
Прибор имеет форму параллелепипеда размерами, м	$50 \cdot 10^{-3} \times 10 \cdot 10^{-3} \times 40 \cdot 10^{-3}$
Площадь поверхности прибора, контактирующая с охлаждающей средой, м ²	$53 \cdot 10^{-4}$
Размеры поверхности контакта с системой охлаждения, м	$50 \cdot 10^{-3} \times 10 \cdot 10^{-3}$

Система охлаждения выполнена по схеме рис. 18,а. Конструктивные параметры тепловой трубы и ее оребрения указаны в примере расчета гл. 2.

Охлаждающая среда (воздух) имеет параметры: $t_c^{\text{макс}} = 55^\circ\text{C}$; $P_c = 1 \cdot 10^5$ Па; $v_c = 5$ м/с.

Порядок расчета. 1. Определяем значение $\alpha_c^{\text{РЭА}}$ с помощью формул [12]:

$$\alpha_c^{\text{РЭА}} = \frac{\text{Nu} \lambda_n}{l'} = \frac{0,8 \sqrt{\text{Re}} \lambda_n}{l'} = \frac{0,8 \sqrt{13,9 \cdot 10^3} \cdot 0,028}{50 \cdot 10^{-3}} = 53 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

где

$$\text{Re} = \frac{\omega l'}{\nu_n} = \frac{5 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{17,95 \cdot 10^{-6}} = 13,9 \cdot 10^3.$$

Отсюда

$$R_c^{\text{РЭА}} = \frac{1}{\alpha_c^{\text{РЭА}} S_{\text{РЭА}}} = \frac{1}{53 \cdot 53 \cdot 10^{-4}} = 3,55 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

2. Определяем значение $R_{\text{внешн}}^{\text{и}}$ (контакт осуществляется с помощью теплопроводной пасты КПТ-8) при $\delta_k = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м, $\lambda_k = 1$ Вт/м²°С:

$$R_{\text{внешн}}^{\text{и}} = \frac{\delta_k}{\lambda_k S_{\text{внешн}}^{\text{и}}} = \frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot 5 \cdot 10^{-4}} = 0,2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

3. Принимая для определенности в формуле (62) $R_{\text{внешн}}^{\text{т}} \rightarrow \infty$, считаем $R_{\text{тт}}^{\text{внешн}} = R_{c,0} = 1,25 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ (см. пример расчета в гл. 2). Отсюда, используя формулу (60), получаем искомое значение $\vartheta_{\text{РЭА}}$:

$$\begin{aligned} \vartheta_{\text{РЭА}} &= Q_{\text{РЭА}} \frac{R_c^{\text{РЭА}} R_{\text{тт}}^{\text{РЭА}}}{R_c^{\text{РЭА}} + R_{\text{тт}}^{\text{РЭА}}} = \\ &= 20 \frac{3,55 \cdot (1,25 + 0,2)}{3,55 + (1,25 + 0,2)} = 20,5^\circ\text{C} < \vartheta_{\text{РЭА}}^{\text{д}}; \\ \vartheta_{\text{РЭА}}^{\text{д}} &= 25^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Так как полученное значение $\theta_{РЭА} < \theta_{РЭА}^д$, то следует уточнить по формуле (64) значение рассеиваемой мощности, передаваемой непосредственно к тепловой трубе, а затем скорректировать параметры системы охлаждения.

Для этого по формуле (61) определяем:

$$R_{ТТ}^{РЭА} = R_{внешн}^н + R_{ТТ}^{внешн} = 0,2 + 1,25 = 1,45 \text{ } ^\circ\text{C/Вт};$$

$$Q = \frac{1}{R_{ТТ}^{РЭА}} \theta_{РЭА} = \frac{1}{1,45} \cdot 20,5 = 14 \text{ Вт.}$$

Далее по методике, приведенной в гл. 2, уточняем оптимальные параметры системы охлаждения для рассеиваемой мощности 14 Вт и вновь проверяем значение $\theta_{РЭА}$.

Уточнение параметров системы охлаждения проводят до тех пор пока не будет выполняться условие $\theta_{РЭА} \approx \theta_{РЭА}^д$.

В каких случаях следует пользоваться таким методом последовательных приближений при решении сопряженной задачи? Это становится ясным из сравнения величин $R_{ТТ}^{РЭА}$ и $R_c^{РЭА}$, входящих в выражение для оптимальной избыточной температуры

$$\theta_{РЭА} = \frac{t_{РЭА}^{ТТ} - t_c}{t_{РЭА} - t_c} = 1 + \frac{R_{ТТ}^{РЭА}}{R_c^{РЭА}}, \quad (65)$$

где $t_{РЭА}^{ТТ}$ — температура РЭА, рассчитанная из условия, что вся рассеиваемая мощность $Q_{РЭА}$ передается только через тепловую трубу;

$$R_{ТТ}^{РЭА} = \frac{t_{РЭА}^{ТТ} - t_c}{Q_{РЭА}}. \quad (66)$$

Выражения (42) и (66) тождественны.

Таким образом, если $\theta_{РЭА}$ значительно отличается от единицы, то при расчете оптимальных параметров системы охлаждения следует учитывать влияние конечных размеров РЭА и интенсивность ее теплообмена непосредственно с окружающей средой.

Оценку влияния доли тепла, отводимого с поверхности РЭА в окружающую среду помимо тепловой трубы, на искомую температуру $t_{РЭА}$ можно провести на примере тепловой модели РЭА с системой охлаждения, имеющей штырьковое оребрение на конденсаторном участке тепловой трубы.

В этом случае $\theta_{РЭА}$ после несложных преобразований удобно представить в виде

$$\theta_{РЭА} = 1 + \kappa \Xi, \quad (67)$$

где

$$\Xi = \frac{S_c^{РЭА}}{S_n}; \quad S_n = S_n^{\text{внешн}};$$

$$\kappa = \alpha_c^{РЭА} \left[\frac{1}{\alpha_n^{\text{внешн}}} + \frac{\delta_\phi}{\lambda_\phi} \left(1 + \frac{1}{n} \right) + \frac{1}{n_{ор} n \alpha_n^{\text{внешн}}} \right]; \quad (68)$$

$$n = \frac{S_{\text{вн}}^{\text{к}}}{S_n^{\text{н}}}; \quad \frac{1}{\alpha_n^{\text{внешн}}} = \frac{\delta_{\text{к}}}{\lambda_{\text{к}}}; \quad n_{ор} = \frac{S_{\text{внешн}}^{\text{к}}}{S_{\text{вн}}^{\text{к}}};$$

$\alpha_n^{\text{внешн}}$ — коэффициент теплообмена тепловой трубы на конденсационном участке; $n_{ор}$ — коэффициент оребрения.

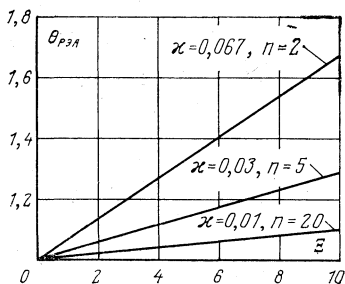


Рис. 22. Графики зависимости относительной избыточной температуры $\theta_{РЭА}$ от безразмерной площади поверхности Ξ для различных значений комплекса κ при $\alpha_c^{РЭА} = 10 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\alpha_n^{\text{внешн}} = 80 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\delta_\phi/\lambda_\phi = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт}$; $1/\alpha_n^{\text{внешн}} = 0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт}$.

Результаты расчета в виде безразмерных параметров представлены на рис. 22. С помощью этих графиков при известных условиях теплообмена с окружающей средой и площади поверхности контакта РЭА с тепловой трубой можно сразу определить степень влияния конечных размеров РЭА на ее температуру и в случае необходимости скорректировать параметры системы охлаждения по приведенным выше методикам.

9. Тепловые модели РЭА второй группы

Ряд радиоэлектронных устройств содержат большое число одинаковых в конструктивном отношении элементов. При этом элементы могут несколько отличаться размерами, а их размещение на платах не всегда равномерно. При анализе теплового режима таких устройств

нагретую зону рассматривают как однородное тело, теплофизические свойства которого таковы, что температурные поля реального и однородного тел мало отличаются.

Общий прием перехода от неоднородной системы тел к однородному заключается в том, что в системе тел выделяется наименьший объем называемый элементарной ячейкой. В этом случае определение результирующих коэффициентов теплопроводности системы сводится к более простой задаче — определению этих коэффициентов для элементарной ячейки.

Этот прием определения результирующих коэффициентов теплопроводности системы тел применяется к весьма распространенному конструктивному оформлению нагретых зон РЭА, приведенных на рис. 23. Представим, что в состав РЭА входит панель, выполненная в виде плоской тепловой трубы, на которой выделяющие тепло элементы и устройства установлены с хорошим тепловым контактом. Поверхность, на которой расположены элементы, является испарительным участком тепловой трубы, противоположная — конденсационным участком. Такая панель (плоская тепловая труба) служит для создания изотермической поверхности. При этом монтажная плата располагается сверху или снизу тепловой трубы или вообще отсутствует.

Теперь выделим элементарную ячейку из этой модели РЭА и

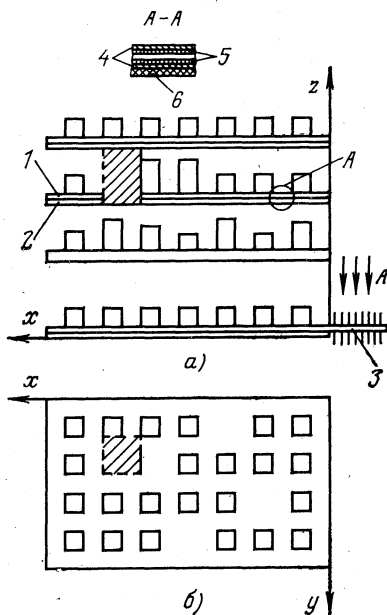


Рис. 23. Схематическое изображение проекций тепловой модели РЭА.

a — вид спереди; *б* — вид сверху; *1* — тепловая труба; *2* — монтажная плата (подложка); *3* — конденсационный участок тепловой трубы; *4* — стенки тепловой трубы; *5* — фитиль; *6* — стенки монтажной платы (подложки).

определим значения результирующих коэффициентов теплопроводности, знание которых необходимо для расчета теплового режима.

Для определения воспользуемся рис. 24,а [12], на котором представлена элементарная ячейка в системе координат (на рис. 23 ее проекции заштрихованы). При анализе процессов переноса тепла в направлениях x , y

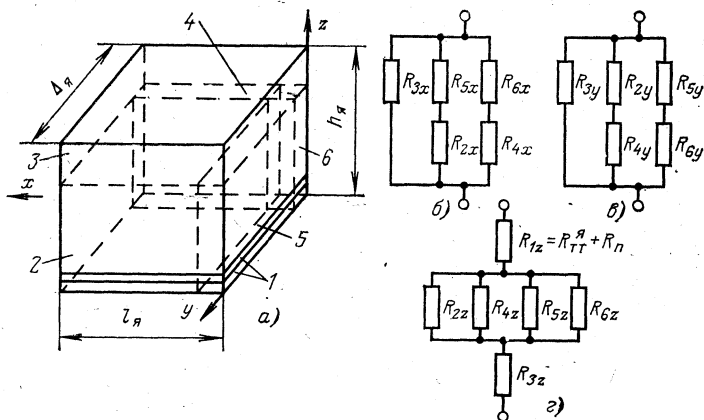


Рис. 24. Элементарная ячейка тепловой модели РЭА (а) и ее тепловые схемы (б—г).

1 — участок панели (включает часть тепловой трубы и подложки); 2 — элемент; 3—6 — зазоры.

и z зазор условно разделен на отдельные части. Передача тепла в ячейке вдоль направлений x , y , z рассматривается как перенос через плоские твердые стенки, в которых поверхности, перпендикулярные направлению теплового потока, практически изотермичные, а параллельные — адиабатические.

На рис. 24,б—г представлены схемы соединений тепловых сопротивлений отдельных частей ячейки в направлениях x , y , z , из которых определяются результирующие значения тепловых сопротивлений вдоль основных направлений.

Учитывая, что в такой модели тепловая труба изотермична в направлениях x и y , результирующие зна-

чения тепловых проводимостей и сопротивлений можно записать в следующем виде:

$$\sigma_x = \sigma_{3x} + \frac{1}{R_{2x} + R_{5x}} + \frac{1}{R_{4x} + R_{6x}}; \quad (69)$$

$$\sigma_y = \sigma_{3y} + \frac{1}{R_{2y} + R_{4y}} + \frac{1}{R_{5y} + R_{6y}}; \quad (70)$$

$$R_z = R_{\text{ТТ}}^{\text{я}} + R_{\text{п}} + R_{3z} + \frac{1}{\sigma_{2z} + \sigma_{4z} + \sigma_{5z} + \sigma_{6z}}; \quad (71)$$

$$R_{1z} = R_{\text{ТТ}}^{\text{я}} + R_{\text{п}} = (R_{\text{вн}}^{\text{н}})_{\text{я}} + (R_{\text{вн}}^{\text{к}})_{\text{я}} + R_{\text{п}};$$

$$R_{\text{ТТ}}^{\text{я}} = \frac{\delta_{\text{п}}}{\lambda_{\text{п}} F_{\text{ТТ}}^{\text{я}}}; \quad R_{\text{п}} = \frac{\delta_{\text{п}}}{\lambda_{\text{п}} F_{\text{п}}};$$

$$F_{\text{ТТ}}^{\text{я}} = \frac{F_{\text{я}}^{\text{верхн}} F_{\text{я}}^{\text{нижн}}}{F_{\text{я}}^{\text{верхн}} + F_{\text{я}}^{\text{нижн}}} = \frac{(F_{\text{вн}}^{\text{н}})_{\text{я}} (F_{\text{вн}}^{\text{к}})_{\text{я}}}{(F_{\text{вн}}^{\text{н}})_{\text{я}} + (F_{\text{вн}}^{\text{к}})_{\text{я}}},$$

где $R_{\text{ТТ}}^{\text{я}}$ и $F_{\text{ТТ}}^{\text{я}}$ — термическое сопротивление и эффективная площадь поверхности элементарной ячейки тепловой трубы; $\delta_{\text{п}}$, $\lambda_{\text{п}}$, $F_{\text{п}}$ и $R_{\text{п}}$ — соответственно толщина стенки, теплопроводность, площадь поверхности и термическое сопротивление монтажной платы; $\sigma_{i\eta}$ ($R_{i\eta}$) — тепловые проводимости (сопротивления) i -й части ячейки вдоль оси $\eta = x, y, z$ ($i = 1 \div 6$).

Так как $F_{\text{я}}^{\text{верхн}} = F_{\text{я}}^{\text{нижн}} = F_{\text{я}} l_{\text{я}} \Delta_{\text{я}}$, то

$$F_{\text{ТТ}}^{\text{я}} = \frac{F_{\text{я}}}{2} = \frac{l_{\text{я}} \Delta_{\text{я}}}{2}.$$

Значения σ_x , σ_y , σ_z представляются как функции параметров, характеризующих элементарную ячейку в целом:

$$\sigma_x = \frac{\lambda_x \Delta_{\text{я}} h_{\text{я}}}{l_{\text{я}}}; \quad \sigma_y = \frac{\lambda_y h_{\text{я}} l_{\text{я}}}{\Delta_{\text{я}}}; \quad \sigma_z = \frac{\lambda_z l_{\text{я}} \Delta_{\text{я}}}{h_{\text{я}}}, \quad (72)$$

где $h_{\text{я}} = h_1 + h_2 + h_3$ — полная высота ячейки; $l_{\text{я}}$ — размер ячейки в направлении оси x ; $\Delta_{\text{я}}$ — размер ячейки в направлении оси y ; λ_x , λ_y , λ_z — коэффициенты теплопроводности ячейки в направлениях x, y, z .

Из этих выражений для тепловых проводимостей находят искомые коэффициенты

$$\lambda_x = \frac{\sigma_x l_{\eta}}{\Delta_{\eta} h_{\eta}}; \lambda_y = \frac{\sigma_y \Delta_{\eta}}{l_{\eta} h_{\eta}}; \lambda_z = \frac{\sigma_z h_{\eta}}{l_{\eta} \Delta_{\eta}}. \quad (73)$$

Значения σ_x , σ_y , σ_z определяются из формул (72), в которых $\sigma_{\eta i}$ имеют вид ($\eta = x, y, z$):

$$\sigma_{xi} = \frac{\lambda_{xi} \Delta_i h_i}{l_i}; \sigma_{yi} = \frac{\lambda_{yi} l_i h_i}{\Delta_i};$$

$$\sigma_{zi} = \frac{\lambda_{zi} l_i \Delta_i}{h_i},$$

где l_i , Δ_i , h_i — размеры i -го элемента в направлениях осей x , y , z ; λ_{xi} , λ_{yi} , λ_{zi} — коэффициенты теплопроводности материала i -го элемента в направлениях x , y , z .

Далее конструктивные параметры элементарной ячейки выражаются через конструктивные параметры нагретой зоны [12].

Как видно из представленных соотношений, термическое сопротивление элементарной ячейки тепловой трубы, служащей изотермической поверхностью, выражается следующими параметрами: эффективной теплопроводностью фитиля, его толщиной и эффективной площадью поверхности выделенной элементарной ячейки. При этом, учитывая, что температура пара по всему внутреннему пространству тепловой трубы практически постоянная, поле температур по тепловой трубе при таких расчетах надо учитывать только по одной оси, характеризующей толщину капиллярной структуры на рассматриваемом участке тепловой трубы.

Теперь представим, что в пределах нагретой зоны панель (тепловая труба) является только испарительным участком, а конденсационный участок расположен за пределами РЭА (см. рис. 23,б, нижняя плата). Тогда поле температур по панели (в пределах испарительного участка) можно принять изотермичным и в направлении оси z , т. е.

$$\lambda_{1x} = \lambda_{1y} = \lambda_{1z} \rightarrow \infty.$$

Очевидно, поле температур по однородному анизотропному телу будет более равномерным при наличии тепловых труб и максимальная температура внутренних областей будет приближаться к средней температуре ее наружной поверхности.

10. Тепловой режим РЭА с разветвленной системой охлаждения

В сложных конструкциях РЭА, когда тепловыделяющие элементы и поглотители тепла расположены на значительных расстояниях друг от друга, необходимо создавать и соответствующие им сложные схемы передачи тепловой энергии. В таких случаях отвод тепла в охлаждающую среду с помощью тепловой трубы, имеющей единую теплоприемную поверхность, становится затруднительным или вообще невозможным. Тогда приходится создавать уже не одну, а целый ряд теплоприемных поверхностей, представляющих собой разветвленную сеть испарительных участков, поглощающих тепло в различных зонах конструкции РЭА.

Отвод поглощенного тепла за пределы РЭА в таких случаях осуществляется через общую коллекторную тепловую трубу, имеющую одновременно развитую поверхность с интенсивным теплообменом с охлаждающей средой: продувкой вентилятором, использованием массивных элементов конструкции, плавящихся рабочих веществ, жидких теплоносителей и других средств.

В результате система охлаждения будет представлять собой сложную цепь, состоящую из двух или более автономных теплоприемных (испарительных) участков сложной тепловой трубы (или самостоятельных теплоприемных труб) и единой коллекторной тепловой трубы с теплосбрасывающим теплообменником, к которой по отдельным транспортным участкам (или транспортным тепловым трубам) подводится все поглощенное ими тепло. Такую систему назовем разветвленной системой охлаждения РЭА на основе тепловых труб.

Итак, в разветвленной системе охлаждения на основе тепловых труб всегда существует параллельно-последовательная тепловая связь между отдельными испарительными и транспортными участками одной сложной тепловой трубы или та же связь между отдельными тепловыми трубами, выполняющими роль теплоприемных, транспортных и общей коллекторной тепловых труб.

Учитывая, что до сих пор рассматривали тепловой режим РЭА, имеющих систему охлаждения на базе единой тепловой трубы с одним испарительным участ-

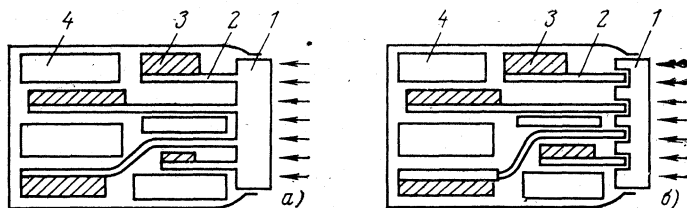


Рис. 25. Тепловая модель контейнера с РЭА.

а — система охлаждения с общим паровым каналом; *б* — система охлаждения с механической стыковкой тепловых труб.
 1 — конденсационный теплообменник; 2 — теплоприемные тепловые трубы; 3 — охлаждаемые блоки РЭА; 4 — неохлаждаемые блоки РЭА.

ком, в настоящем параграфе остановимся на вопросах расчета теплового режима РЭА с разветвленной системой охлаждения на основе тепловых труб. О перспективности такого рода систем уже упоминалось в [2, 23], однако методам расчета сложных систем передачи энергии в этих и других работах практически внимания не уделялось.

Рассмотрим в общем виде тепловой режим РЭА, имеющей разветвленную систему охлаждения с тепловыми трубами. В такой системе охлаждаемые элементы или блоки РЭА, как указывалось выше, устанавливаются на первичные теплоприемные тепловые трубы, которые непосредственно поглощают тепло. Как правило, вокруг охлаждаемых элементов и блоков РЭА располагаются другие элементы и блоки, которые создают соответствующий температурный фон [12]. В частном случае он равен температуре окружающей среды.

Поглощенное тепло переносится за пределы РЭА в зону с интенсивными условиями охлаждения непосредственно с помощью теплоприемных промежуточных транспортных тепловых труб на общий конденсационный теплообменник, который может иметь единый паровой канал с теплоприемными трубами, открытый или автономный (отдельный) паровой канал. В последнем случае производится механическая стыковка тепловых труб.

В принципе конденсационным теплообменником может служить как тепловая труба, имеющая ребренную поверхность для отвода тепла в окружающую среду посредством естественной или принудительной конвекции газа, так и традиционные газо-жидкостные теплообменники, охлаждаемые платы и различного рода конструк-

где

$$\vartheta_{п,к} = R_{п,к-с} \left[\sum_{i=1}^p Q_i + \sum_{i=1}^p \frac{1}{R_{ф,ни}} \vartheta_{ф,ни} - \left(\frac{1}{R_{ф,ни}} \vartheta_1 + \frac{1}{R_{ф,н2}} \vartheta_2 + \dots + \frac{1}{R_{ф,ни}} \vartheta_i + \dots + \frac{1}{R_{ф,н,р}} \vartheta_p \right) \right]; \quad (75)$$

$$\vartheta_i = t_i - t_c, \quad \vartheta_{п,к} = t_{п,к} - t_c; \quad \vartheta_{ф,ни} = t_{ф,ни} - t_c;$$

t_i — температура охлаждаемых тепловыми трубами элементов или блоков РЭА; $t_{п,к}$ — температура пара в общем конденсационном теплообменнике; $t_{ф,ни}$ — температура фона неохлаждаемой тепловыми трубами части РЭА; t_c — температура наружной среды; $R_{ф,ни}$ — эквивалентное термическое сопротивление от единичного охлаждаемого тепловой трубой элемента к температурному фону остальной части РЭА; $R_i^{РЭА-п,к}$ — эквивалентное термическое сопротивление от единичного охлаждаемого элемента или блока через одну или систему промежуточных тепловых труб до пара в общем теплообменнике; $R_{п,к-с}$ — эквивалентное термическое сопротивление от пара в общем конденсационном теплообменнике в окружающую его среду; i — порядковый номер охлаждаемого элемента или блока РЭА и соответствующая им ветвь теплоприемных и теплопередающих тепловых труб до стыковочного узла с конденсационным теплообменником.

Для упрощения в дальнейшем будем считать, что температура фона $t_{ф,ни}$ и температура наружной среды t_c постоянны.

После подстановки выражения для $\vartheta_{п,к}$ в систему (74) и несложных преобразований получим:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}\vartheta_1 + a_{12}\vartheta_2 + a_{13}\vartheta_{13} + \dots + a_{1i}\vartheta_i + \dots + a_{1p}\vartheta_p &= b_1; \\ a_{21}\vartheta_1 + a_{22}\vartheta_2 + a_{23}\vartheta_3 + \dots + a_{2i}\vartheta_i + \dots + a_{2p}\vartheta_p &= b_2; \\ \dots &\dots \\ a_{i1}\vartheta_1 + a_{i2}\vartheta_2 + \dots + a_{i(i-1)}\vartheta_{i-1} + a_{ii}\vartheta_i + \dots \\ &\dots + a_{i(i+1)}\vartheta_{i+1} + \dots + a_{ip}\vartheta_p = b_i; \\ a_{p1}\vartheta_1 + a_{p2}\vartheta_2 + \dots + a_{pi}\vartheta_i + \dots + a_{p(p-1)}\vartheta_{p-1} + \\ &+ a_{pp}\vartheta_p = b_p, \end{aligned} \right\} \quad (76)$$

где

$$a_{11} = \frac{1}{R_{\phi.н1}} + \frac{1}{R_1^{P\Theta A-p, \kappa}} + \frac{1}{R_1^{P\Theta A-p, \kappa} R_{\phi.н1}};$$

$$a_{12} = \frac{R_{п, \kappa-c}}{R_1^{P\Theta A-p, \kappa}} \frac{1}{R_{\phi.н2}};$$

$$a_{13} = \frac{R_{п, \kappa-c}}{R_1^{P\Theta A-p, \kappa}} \frac{1}{R_{\phi.н3}};$$

.....

$$a_{1i} = \frac{R_{п, \kappa-c}}{R_1^{P\Theta A-p, \kappa}} \frac{1}{R_{\phi.ни}};$$

.....

$$a_{1p} = \frac{R_{п, \kappa-c}}{R_1^{P\Theta A-p, \kappa}} \frac{1}{R_{\phi.нp}};$$

$$b_1 = Q_1 + \frac{1}{R_{\phi.н1}} \mathfrak{D}_{\phi.н1} +$$

$$+ \frac{R_{п, \kappa-c}}{R_1^{P\Theta A-p, \kappa}} \sum_{i=1}^p \left(Q_i + \frac{1}{R_{\phi.ни}} \mathfrak{D}_{\phi.ни} \right);$$

$$a_{21} = \frac{R_{п, \kappa-c}}{R_2^{P\Theta A-p, \kappa}} \frac{1}{R_{\phi.н1}};$$

$$a_{22} = \frac{1}{R_{\phi.н2}} + \frac{1}{R_2^{P\Theta A-p, \kappa}} + \frac{1}{R_2^{P\Theta A-p, \kappa} R_{\phi.н2}};$$

$$a_{23} = \frac{R_{п, \kappa-c}}{R_2^{P\Theta A-p, \kappa}} \frac{1}{R_{\phi.н3}};$$

.....

$$a_{2i} = \frac{R_{п, \kappa-c}}{R_2^{P\Theta A-p, \kappa}} \frac{1}{R_{\phi.ни}};$$

.....

$$a_{2p} = \frac{R_{п, \kappa-c}}{R_2^{P\Theta A-p, \kappa}} \frac{1}{R_{\phi.нp}};$$

$$b_2 = Q_2 + \frac{1}{R_{\phi.н2}} \mathfrak{D}_{\phi.н2} + \frac{R_{п, \kappa-c}}{R_2^{P\Theta A-p, \kappa}} \sum_{i=1}^p \left(Q_i + \frac{1}{R_{\phi.ни}} \mathfrak{D}_{\phi.ни} \right);$$

$$a_{i1} = \frac{R_{\Pi, \kappa-c}}{R_1^{P\Theta A-\Pi, \kappa}} \frac{1}{R_{\Phi, \Pi 1}};$$

$$a_{i2} = \frac{R_{\Pi, \kappa-c}}{R_2^{P\Theta A-\Pi, \kappa}} \frac{1}{R_{\Phi, \Pi 2}};$$

.....

$$a_{i(i-1)} = \frac{R_{\Pi, \kappa-c}}{R_{i-1}^{P\Theta A-\Pi, \kappa}} \frac{1}{R_{\Phi, \Pi(i-1)}};$$

$$a_{ii} = \frac{1}{R_{\Phi, \Pi i}} + \frac{1}{R_i^{P\Theta A-\Pi, \kappa}} + \frac{R_{\Pi, \kappa-c}}{R_{\Phi, \Pi i}} \frac{1}{R_i^{P\Theta A-\Pi, \kappa}};$$

$$a_{i(i+1)} = \frac{R_{\Pi, \kappa-c}}{R_{i+1}^{P\Theta A-\Pi, \kappa}} \frac{1}{R_{\Phi, \Pi(i+1)}};$$

.....

$$a_{ip} = \frac{R_{\Pi, \kappa-c}}{R_p^{P\Theta A-\Pi, \kappa}} \frac{1}{R_{\Phi, \Pi p}};$$

$$b_i = Q_i + \frac{1}{R_{\Phi, \Pi i}} \vartheta_{\Phi, \Pi i} + \frac{R_{\Pi, \kappa-c}}{R_i^{P\Theta A-\Pi, \kappa}} \sum_{i=1}^p \left(Q_i + \frac{1}{R_{\Phi, \Pi i}} \vartheta_{\Phi, \Pi i} \right);$$

$$a_{p1} = \frac{R_{\Pi, \kappa-c}}{R_1^{P\Theta A-\Pi, \kappa}} \frac{1}{R_{\Phi, \Pi 1}};$$

$$a_{p2} = \frac{R_{\Pi, \kappa-c}}{R_2^{P\Theta A-\Pi, \kappa}} \frac{1}{R_{\Phi, \Pi 2}};$$

.....

$$a_{pi} = \frac{R_{\Pi, \kappa-c}}{R_i^{P\Theta A-\Pi, \kappa}} \frac{1}{R_{\Phi, \Pi i}};$$

.....

$$a_{p(p-1)} = \frac{R_{\Pi, \kappa-c}}{R_{(p-1)}^{P\Theta A-\Pi, \kappa}} \frac{1}{R_{\Phi, \Pi(p-1)}};$$

$$a_{pp} = \frac{1}{R_{\Phi, \Pi p}} + \frac{1}{R_p^{P\Theta A-\Pi, \kappa}} + \frac{R_{\Pi, \kappa-c}}{R_{\Phi, \Pi p}} \frac{1}{R_p^{P\Theta A-\Pi, \kappa}};$$

$$b_p = Q_p + \frac{1}{R_{\Phi, \Pi p}} + \frac{R_{\Pi, \kappa-c}}{R_p^{P\Theta A-\Pi, \kappa}} \sum_{i=1}^p \left(Q_i + \frac{1}{R_{\Phi, \Pi i}} \vartheta_{\Phi, \Pi i} \right).$$

Решение системы уравнений (76) будет выглядеть следующим образом:

$$\vartheta_1 = \frac{D_1}{D}; \vartheta_2 = \frac{D_2}{D}; \dots; \vartheta_i = \frac{D_i}{D}; \dots; \vartheta_p = \frac{D_p}{D}, \quad (77)$$

где

$$D = \begin{vmatrix} a_{11} & \dots & a_{1p} \\ \dots & \dots & \dots \\ a_{p1} & \dots & a_{pp} \end{vmatrix};$$

$$D_1 = \begin{vmatrix} b_1 & a_{12} & a_{13} & \dots & a_{1p} \\ b_2 & a_{22} & a_{23} & \dots & a_{2p} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ b_p & a_{p2} & a_{p3} & \dots & a_{pp} \end{vmatrix};$$

$$D_2 = \begin{vmatrix} a_{11} & b_1 & a_{13} & \dots & a_{1p} \\ a_{21} & b_2 & a_{23} & \dots & a_{2p} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{p1} & b_p & a_{p3} & \dots & a_{pp} \end{vmatrix};$$

$$D_i = \begin{vmatrix} a_{11} & \dots & a_{1(i-1)} & b_i & a_{1(i+1)} & \dots & a_{1p} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{p1} & \dots & a_{p(i-1)} & b_p & a_{p(i+1)} & \dots & a_{pp} \end{vmatrix};$$

$$D_p = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1(p-1)} & b_1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{p1} & a_{p2} & \dots & a_{p(p-1)} & b_p \end{vmatrix}.$$

Полученные выражения (77) позволяют определить температуры всех элементов и блоков, охлаждаемых тепловыми трубами, с учетом температурного фона контейнера с РЭА в целом и оценить правильность выбранных конструктивных и теплотехнических параметров проектируемой системы охлаждения. Критерием оценки системы служит допустимая температура $\vartheta_{i\text{доп}}$ отдельных элементов и блоков РЭА, сравниваемая с полученными при расчете с помощью выражений (77).

Теперь следует пояснить специфику определения термических сопротивлений $R_{п,к-с}$ и $R_i^{\text{РЭА-п,к}}$. Если $R_{п,к-с}$ определяется из выражения

$$R_{п,к-с} = R_{\text{вн}}^{\text{к}} + R_{\text{внешн}}^{\text{к}}, \quad (78)$$

то выражение для $R_i^{\text{РЭА-п,к}}$ в зависимости от особенностей системы будет принимать различный вид.

Если система охлаждения выполнена в виде неразъемной конструкции, т. е. имеет единый паровой канал, то

$$R_i^{\text{РЭА-п, к}} = R_{\text{вн}i}^{\text{н}} + R_{\text{внешн}i}^{\text{н}}. \quad (79)$$

Для механически состыкованных с конденсационным теплообменником тепловых труб выражение для $R_i^{\text{РЭА-п, к}}$ будет видоизменяться в зависимости от количества состыкованных тепловых труб от места подвода тепла с одного элемента или блока РЭА до стыковочного узла на конденсационном теплообменнике. Если в этом случае в каждой отдельной ветви имеется только одна теплоприемная труба, то выражение для $R_i^{\text{РЭА-п, к}}$ можно представить в виде

$$R_i^{\text{РЭА-п, к}} = R_{\text{внешн}i}^{\text{н}} + R_{\text{вн}}^{\text{н} i-k i} + R_{\text{конт}i} + R_{\text{вн}i}^{\text{к}}, \quad (80)$$

где $R_{\text{вн}}^{\text{н} i-k i}$ — термическое сопротивление при прохождении теплового потока через капиллярную структуру от корпуса теплоприемной трубы на испарительном участке через паровой канал к корпусу этой тепловой трубы на конденсационном участке: $R_{\text{конт}i}$ — контактное термическое сопротивление от конденсационного участка теплоприемной трубы к поверхности конденсационного теплообменника в месте стыковки i -й трубы.

По аналогии с приведенными выражениями для термических сопротивлений можно записать зависимости для системы нескольких состыкованных труб.

В заключение отметим, что анализ значений термических сопротивлений в схеме замещения тепловой модели показывает, что в ряде практических случаев влиянием температурного фона соседних блоков на температуру охлаждаемых с помощью тепловых труб элементов и блоков t_i можно пренебречь, если $R_{\text{ф,н}i} \gg R_{\text{РЭА-п, к}}$.

Тогда при определении значений ϑ_i в уравнениях будут отсутствовать члены, содержащие $t_{\text{ф,н}i}$ и $R_{\text{ф,н}i}$, и температуру любого элемента или блока контейнера РЭА ϑ_i можно определить непосредственно из следующего простого выражения:

$$\vartheta_i = R_{\text{п,к-с}} \sum_{i=1}^P Q_i + R_i^{\text{РЭА-п, к}} Q_i. \quad (81)$$

Поэтому, прежде чем решать сложную систему уравнений, следует первоначально оценить значения термических сопротивлений $R_{ф.нi}$ и $R_i^{PЭА-п,к}$.

В рассмотренных ниже примерах расчета путем варьирования значениями термических сопротивлений оценивается их влияние на температурный режим охлаждаемых с помощью тепловых труб элементов или блоков РЭА. Одновременно эти примеры показывают, как осуществляется поверочный расчет системы охлаждения РЭА на базе разветвленных тепловых труб.

11. Расчет теплового режима РЭА, имеющей разветвленную систему охлаждения

Исходные данные. Имеется контейнер с несколькими блоками РЭА, из них три блока охлаждаются с помощью тепловых труб.

Размеры блоков, м:

- 1) $a=0,15$, $b=0,1$, $c=0,05$;
- 2) $a=0,15$, $b=0,15$, $c=0,1$;
- 3) $a=0,15$, $b=0,15$, $c=0,07$.

Отсюда определяем площадь поверхностей блоков РЭА, м²:

$$S_1^{PЭА} = 0,055, \quad S_2^{PЭА} = 0,105, \quad S_3^{PЭА} = 0,087.$$

Мощность, рассеиваемая блоками, Вт:

$$Q_1=50; \quad Q_2=70; \quad Q_3=80.$$

Система охлаждения представляет разветвленную цепь паровых каналов, связывающих отдельные ее участки.

Отвод тепла за пределы контейнера осуществляется с помощью общего конденсационного теплообменника в окружающую газовую среду посредством естественной или вынужденной конвекции. Температура окружающей контейнер среды $t_c=40^\circ\text{C}$. Температура фона контейнера $t_{ф.н1}=t_{ф.н2}=t_{ф.н3}=t_{ф.н}=50^\circ\text{C}$ (для упрощения расчетов задаемся значением этой температуры, чтобы не проводить дополнительных расчетов теплового режима остальных блоков, входящих в контейнер с РЭА).

Требуется рассчитать тепловой режим этих блоков при различных конструктивных и теплотехнических параметрах системы охлаждения и интенсивности теплообмена. Расчет осуществляется по формулам (77) после определения соответствующих коэффициентов.

Пример 1. Теплообмен между блоками внутри контейнера осуществляется посредством естественной конвекции. Охлаждаемые блоки установлены на тепловые трубы с помощью пасты КПТ-8. Предполагается, что испарительные участки труб плоские и подвод тепла к ним осуществляется с обеих плоскостей.

Площади поверхностей испарительных участков (площади поверхностей контактов каждого блока со своей тепловой трубой), м²:

$$S_{н1} = S_{конт 1}^{PЭА} = 0,03; \quad S_{н2} = S_{конт 2}^{PЭА} = 0,045;$$

$$S_{н3} = S_{конт 3}^{PЭА} = 0,045.$$

Капиллярная структура тепловой трубы состоит из двух слоев сетки № 0,08×0,055 из нержавеющей стали Х18Н9Т. Рабочая жидкость — вода. Конденсационный теплообменник выполнен из плоских тепловых труб, сваренных в «трубную доску». Наружные плоские поверхности труб оребрены гофрированными пластинами треугольного профиля.

Площадь оребрения (условно принимаем к. п. д. оребрения равным единице), м²:

$$S_{к оребр} = S_{к внешн} = 0,91.$$

Пластинчатый теплообменник обдувается вентилятором. Принимаем коэффициент теплоотдачи $\alpha_k = 20 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$.

Расчет термических сопротивлений

а) Эквивалентное термическое сопротивление от охлаждаемого тепловой трубой i -го блока к температурному фону остальной части РЭА, °С/Вт:

$$R_{ф.иi} = \frac{1}{(\alpha_{л} + \alpha_{конв})_i S_{PЭАi}}, \quad \text{°С/Вт},$$

где $\alpha_{л} = 5 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$ — коэффициент теплоотдачи излучением; $\alpha_{конв} = 5 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией. Отсюда:

$$R_{ф.и1} = \frac{1}{(5 + 5) \cdot 0,055} = 1,82; \quad R_{ф.и2} = \frac{1}{(5 + 5) \cdot 0,105} = 0,952;$$

$$R_{ф.и3} = \frac{1}{(5 + 5) \cdot 0,087} = 1,15.$$

б) По формуле (78) определяем $R_i^{PЭА-п,к}$, предварительно вычислив значения $R_{внешн i}^н$ и $R_{вн i}^н$:

$$R_{внешн i}^н = R_{конт i} = \frac{\delta_k}{\lambda_k S_{нi}},$$

где λ_k и δ_k — коэффициенты теплопроводности и толщина слоя пасты КПТ-8,

$$\lambda_k = 1 \text{ Вт/м}^2\text{°С}; \quad \delta_k = 0,0005 \text{ м};$$

$$R_{внешн 1}^н = \frac{0,0005}{1 \cdot 0,03} = 0,0167; \quad R_{внешн 2}^н = R_{внешн 3}^н = 0,0111;$$

$$R_{вн i}^н = \frac{\delta_{фi}}{\lambda_{э} S_{внi}^н}.$$

Для упрощения расчетов принимаем, что $\delta_{фi}$ и $\lambda_{эi}$ одинаковы для всех ветвей системы, поэтому индекс i в дальнейшем можно опустить.

Для двухслойного фитиля

$$\lambda_3 = 0,915 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}; \delta_\phi = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$R_{\text{вн1}}^{\text{н}} = \frac{0,3 \cdot 10^{-4}}{0,915 \cdot 0,03} = 0,011; \quad R_{\text{вн2}}^{\text{н}} = \frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{0,915 \cdot 0,045} = 0,00733;$$

$$R_{\text{вн3}}^{\text{н}} = \frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{0,915 \cdot 0,045} = 0,00733;$$

$$R_1^{\text{РЭА-п,к}} = 0,011 + 0,0167 = 0,02777;$$

$$R_2^{\text{РЭА-п,к}} = 0,00733 + 0,0111 = 0,01843;$$

$$R_3^{\text{РЭА-п,к}} = 0,00733 + 0,0111 = 0,01843.$$

в) По формуле (78) определяем $R_{\text{п,к-с}}$:

$$R_{\text{вн}}^{\text{к}} = \frac{\delta_\phi}{\lambda_3 S_{\text{вн}}^{\text{к}}},$$

где $S_{\text{вн}}^{\text{к}}$ — площадь поверхности конденсационного участка, выложенная фитилем (без учета поверхности «трубной доски», на которой оребрение отсутствует),

$$S_{\text{вн}}^{\text{к}} = 0,0224 \text{ м}^2; \quad R_{\text{внешн}}^{\text{к}} = \frac{1}{\alpha_{\text{к}} S_{\text{оп}}^{\text{к}}} = \frac{1}{20 \cdot 0,91} = 0,055;$$

$$R_{\text{вн}}^{\text{к}} = \frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{0,915 \cdot 0,0224} = 0,0146.$$

Отсюда $R_{\text{п,к-с}} = 0,0146 + 0,055 = 0,0696$.

Расчеты коэффициентов a , Вт/°С, b , Вт, D , (Вт/°С)²; D_i , (Вт)²/°С², производятся по формулам (76)

$$a_{11} = 38,03; \quad a_{12} = 2,65; \quad a_{13} = 2,18; \quad b_1 = 620,5;$$

$$a_{21} = 2,07; \quad a_{22} = 59,32; \quad a_{23} = 3,28; \quad b_2 = 930,5;$$

$$a_{31} = 1,38; \quad a_{32} = 3,97; \quad a_{33} = 58,35; \quad b_3 = 938,7;$$

$$D = 130\,800; \quad D_1 = 1\,893\,000; \quad D_2 = 1,895\,000; \quad D_3 = 1\,913\,000;$$

$$\vartheta_1 = t_1 - t_c = \frac{D_1}{D} = 14,47^\circ\text{С};$$

$$\vartheta_2 = t_2 - t_c = \frac{D_2}{D} = 14,48^\circ\text{С};$$

$$\vartheta_3 = t_3 - t_c = \frac{D_3}{D} = 14,63^\circ\text{С}.$$

Таким образом, в рассмотренном примере значения температуры всех охлаждаемых блоков ϑ_1 , ϑ_2 и ϑ_3 практически одинаковы, так как $R_{\text{ф.н1}} \gg R_{\text{п,к-с}}$ и $R_{\text{ф.н1}} \gg R_1^{\text{РЭА-п,к}}$.

Это наглядно видно из воспроизведенных значений термических сопротивлений, представленных в табл. 2.

Поэтому в данном случае практически всё тепло отводится в окружающую среду только через конденсационный теплообменник.

Т а б л и ц а 2

$R_{ф.нi}$	$R_i^{PЭА-п,к}$	$R_{п,к-с}$
1,82	0,0277	0,0696
0,952	0,01843	
1,15	0,01843	

С помощью этого примера можно показать влияние температурного фона соседних блоков и оценить разницу в полученных значениях температур блоков РЭА, так как здесь выполняется условие $R_{ф.нi} \gg R_{PЭА-п,к}$, которое позволяет воспользоваться простыми выражениями (81), не требующими решения системы уравнений относительно искомой температуры:

$$\vartheta'_1 = R_{п,к-с} (Q_1 + Q_2 + Q_3) + R_1^{PЭА-п,к} Q_1 = 0,0696 (50 + 70 + 80) + 0,0277 \cdot 50 = 15,33^\circ\text{C};$$

$$\vartheta'_2 = R_{п,к-с} (Q_1 + Q_2 + Q_3) + R_2^{PЭА-п,к} Q_2 = 0,0696 (50 + 70 + 80) + 0,01843 \cdot 70 = 15,24^\circ\text{C};$$

$$\vartheta'_3 = R_{п,к-с} (Q_1 + Q_2 + Q_3) + R_3^{PЭА-п,к} Q_3 = 0,0696 (50 + 70 + 80) + 0,01843 \cdot 80 = 15,43^\circ\text{C}.$$

Сравнения полученных значений ϑ'_i с вычисленными ранее значениями ϑ_i с учетом температурного фона соседних блоков показывает, что результаты практически не отличаются друг от друга.

Этот пример подтверждает, что если $R_{ф.нi} \gg R_i^{PЭА-п,к}$, то при определении искомых температур ϑ_i следует пользоваться простыми выражениями (81).

В последующих примерах продолжим оценку влияния теплотехнических и конструктивных параметров системы охлаждения на искомые температуры путем варьирования соответствующих термических сопротивлений.

Пример 2. Условия задачи и исходные данные аналогичны приведенным в примере 1. Отличие состоит в том, что термическое сопротивление контакта охлаждаемых элементов блоков РЭА $R_{внешнi}$ на порядок хуже, т. е. $S_{н1} = 0,003 \text{ м}^2$; $S_{н2} = S_{н3} = 0,0045 \text{ м}^2$. Тогда значения перепадов температур

$$\vartheta_1 = \vartheta_2 = \vartheta_3 \approx 20^\circ\text{C}.$$

В этом примере ухудшение термического сопротивления контакта привело к повышению температуры охлаждаемых блоков примерно на 5°C , но осталось одинаковым для всех блоков, как и в ранее рассмотренном примере.

Пример 3. Условия задачи и исходные данные аналогичны приведенным в примере 2. Отличие состоит в том, что имеется отвод значительной части тепла непосредственно с поверхности блоков помимо тепловых труб. Это достигается в результате обдува блоков вентилятором конденсационного теплообменника.

Такой вариант построения системы охлаждения может быть реализован в тех случаях, когда тепловые трубы отводят тепло только от самых теплонапряженных элементов, остальная часть тепла отводится непосредственно с поверхности РЭА газом.

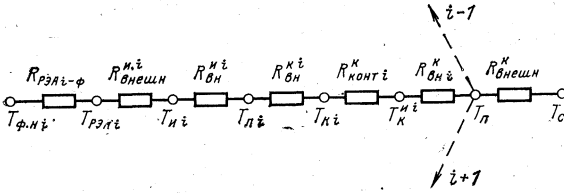


Рис. 27. Тепловая схема одной охлаждаемой ветви контейнера с механически стыкованными тепловыми трубами.

Пусть $R_{ф.н1}=0,182$; $R_{ф.н2}=0,0952$; $R_{ф.н3}=0,115$ °С/Вт. Тогда значения перепадов температур

$$\vartheta_1=17^\circ\text{C}; \vartheta_2=12,7^\circ\text{C}; \vartheta_3=14,3^\circ\text{C}.$$

Таким образом, при увеличении интенсивности отвода тепла непосредственно от самих блоков появилась разница в абсолютных значениях температур.

Пример 4. В этом примере оценим влияние на температуру охлаждаемых блоков системы с механически стыкованными трубами, в которой паровые каналы теплоприемных труб и конденсационного теплообменника разделены. Для наглядности исходные данные и условия задачи оставим такими же, как в примере 2. Изменился лишь способ стыковки теплоприемных труб к конденсационному теплообменнику, что привело к изменению $R_i^{\text{РЭА-п,к}}$.

Для расчета воспользуемся формулой (80). При этом схема замещения одной ветви системы с помощью термических сопротивлений будет выглядеть так, как показано на рис. 27. Пусть все теплоприемные трубы имеют диаметр 0,015 м, а их контакт с конденсационным теплообменником осуществляется на длине 0,1 м. Блоки устанавливаются на тепловые трубы с помощью пасты КПТ-8.

Отсюда $S_{\text{конт}}=0,0047$ м²;

$$R_{\text{конт}} = \frac{\delta_{\text{к}}}{\lambda_{\text{к}} S_{\text{конт}}} = \frac{0,0005}{1 \cdot 0,0047} = 0,1065 \text{ }^\circ\text{C/Вт};$$

$$R_{\text{вн1}}^{\text{к}} = R_{\text{вн2}}^{\text{к}} = R_{\text{вн3}}^{\text{к}} = \frac{\delta_{\text{ф}}}{\lambda_{\text{э}} S_{\text{к}}^{\text{вн}}} = \frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{0,915 \cdot 0,0047} = 0,0700.$$

Тогда значения перепадов температур

$$\vartheta_1=27,7^\circ\text{C}; \vartheta_2=26,5^\circ\text{C}; \vartheta_3=30,5^\circ\text{C}.$$

Таким образом, появление механического стыка между отдельными участками системы тепловых труб при прочих одинаковых условиях привело к дополнительному повышению температуры блоков: в первом на $7,7^{\circ}\text{C}$, во втором на $6,5^{\circ}\text{C}$, в третьем на $10,5^{\circ}\text{C}$. Это обстоятельство накладывает ограничение на применение систем с механическими состыкованными тепловыми трубами.

Глава четвертая

КОНСТРУИРОВАНИЕ И ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ В РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЕ

12. Характерные задачи, решаемые с помощью тепловых труб

Конструирование представляет собой процесс создания новых устройств, приборов и аппаратуры в целом, включающий в себя проведение расчетов и разработку документации.

Важный этап конструирования — выбор элементной базы; по мере ее создания появляются и новые методы конструирования. Эволюция элементной базы распространяется в направлении увеличения степени интеграции электрических схем, расширения рабочих диапазонов частот и мощностей активных бескорпусных элементов, микроминиатюризации навесных пассивных дискретных электрорадиоизделий (ЭРИ). Поэтому методы конструирования постоянно совершенствуются.

Некоторые из этих вопросов подробно освещены в [25], поэтому авторы ставили перед собой задачу осветить лишь одну из проблем конструирования РЭА, а именно: конструирование средств охлаждения и термостатирования на основе тепловых труб.

Тепловые трубы могут успешно применяться в конструкциях аппаратуры любого исполнения, так как они обладают рядом преимуществ по сравнению с традиционными средствами охлаждения и термостатирования. Однако наиболее перспективно применение тепловых труб при проектировании современной аппаратуры на базе комплексной миниатюризации, где проблема уменьшения объема и массы конструкции наиболее важна и требует поисков новых эффективных решений.

Микроминиатюризация аппаратуры требует скорейшего создания малогабаритных систем охлаждения

и термостатирования с хорошими эксплуатационными качествами на базе последних достижений техники.

В настоящее время в радиоэлектронной аппаратуре по-прежнему используются традиционные способы отвода тепла: естественное и принудительное (газовое и жидкостное), с использованием теплоты фазовых превращений — кипение, плавление, отвод тепла на элементы конструкции, обладающие большой теплоаккумулирующей способностью, и др. В комбинации с этими способами отвода тепла тепловые трубы помогают резко повысить эффективность традиционных систем охлаждения и термостабилизации аппаратуры, так как позволяют интенсифицировать теплообмен в наиболее труднодоступных местах и обеспечить равномерность температурного поля по конструкции.

Тепловые трубы способны передавать большие тепловые потоки на значительные расстояния с малыми перепадами температур, рассеивать или концентрировать тепловые потоки большой плотности (свойство «трансформатора» теплового потока), разделять и разветвлять источники и стоки тепла. Это позволяет организовать оптимальные тепловые связи между охлаждаемыми элементами и конструкцией и применять наиболее рациональные способы отвода тепла от работающей аппаратуры.

Умелое использование перечисленных свойств тепловых труб дает возможность разрабатывать оптимальные конструкции радиоэлектронной аппаратуры, отвечающие современным требованиям. Поэтому в настоящей главе рассматриваются вопросы, связанные с разработкой и конструированием систем охлаждения и термостатирования на основе тепловых труб как для блоков, устройств и контейнеров в целом, так и для отдельных тепловыделяющих элементов радиоэлектронной аппаратуры.

Какие же наиболее характерные задачи можно решать с помощью тепловых труб? В первую очередь следует назвать следующие:

а) снижение термического сопротивления между источниками и стоками тепла, т. е. передача тепла при минимальных температурных перепадах;

б) отвод тепла из труднодоступных зон аппаратуры с большой плотностью тепловых потоков и монтажа и трансформация тепловых потоков;

в) выравнивание температурного поля по конструкции аппаратуры, снижение перегревов и повышение эффективности работы теплоотводов (повышение к. п. д. последних);

г) сбор тепла от многих источников энергии, расположенных в различных зонах внутри аппаратуры, к единому стоку тепла, где созданы оптимальные условия охлаждения.

Некоторые из этих задач тесно взаимосвязаны и их трудно разделить, поэтому они, как правило, решаются комплексно и составляют единую проблему обеспечения требуемого теплового режима. Это наглядно видно и из анализа других задач, которые возникают из специфических особенностей построения аппаратуры различных типов, назначения, условий эксплуатации и имеющихся средств обеспечения ее теплового режима. Назовем некоторые из этих задач, которые также успешно решаются путем применения тепловых труб:

а) обеспечение теплового режима аппаратуры, подвергаемой в процессе эксплуатации перемещениям в пространстве;

б) обеспечение теплового режима элементов и блоков аппаратуры, требующих гальванической развязки между источниками и стоками тепла;

в) охлаждение источников питания аппаратуры как эффективное средство снижения массы и размеров теплоотводов и путь создания безрадиаторных систем обеспечения теплового режима;

г) уменьшение массы и размеров теплоотводов мощных СВЧ приборов, где во многих случаях можно избавиться от жидкостной или испарительной систем охлаждения;

д) обеспечение теплового режима аппаратуры при технологических работах;

е) создание съемных подвижных средств охлаждения и термостатирования аппаратуры, обеспечивающих ремонтпригодность аппаратуры;

ж) создание средств отводов тепла от аппаратуры, работающей при любой ориентации в поле тяжести;

з) термостатирование чувствительных к изменению температуры изделий радиоэлектронной техники.

Как правило, в случае применения тепловых труб уменьшаются масса и объем системы охлаждения или термостатирования, увеличивается плотность монтажа

ЭРИ и удельная рассеиваемая мощность. уменьшаются габариты аппаратуры в целом и повышается надежность ее работы. Конечно, можно было бы назвать и ряд других задач, но наша цель состоит в раскрытии только наиболее типичных задач конструирования аппаратуры и оценке возможности их решения путем применения тепловых труб.

13. Конструкции систем охлаждения на основе тепловых труб и применение их в РЭА

Наиболее целесообразно проблему конструирования аппаратуры на базе тепловых труб освещать на типичных примерах построения систем охлаждения, с помощью которых можно конкретно показать, как решаются перечисленные задачи.

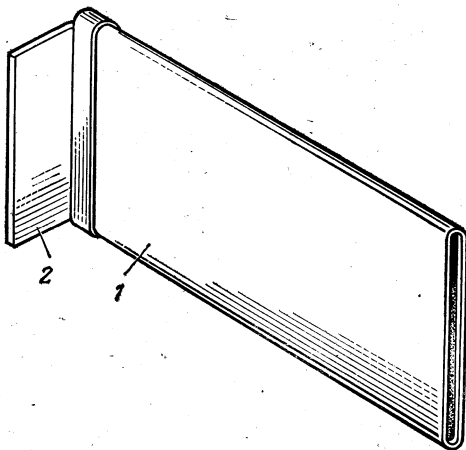


Рис. 28. Плоская тепловая труба для отвода тепла от элементов вычислительного блока.

1 — тепловая труба; 2 — крепление охлаждаемых элементов.

Так как в конкретных системах охлаждения РЭА обычно решаются сразу несколько из перечисленных задач, то мы не сможем придерживаться строгой последовательности изложения, а будем рассматривать конструктивные решения в таком аспекте, чтобы у разработчика средств охлаждения аппаратуры создалось более полное представление о конкретных приемах конструи-

рования и применения тепловых труб в радиоэлектронной аппаратуре.

Приведенные в настоящей главе материалы базируются на результатах разработок, опубликованных в отечественной и зарубежной печати, и опыте, приобретенном авторами в процессе конструирования систем охлаждения и термостатирования РЭА.

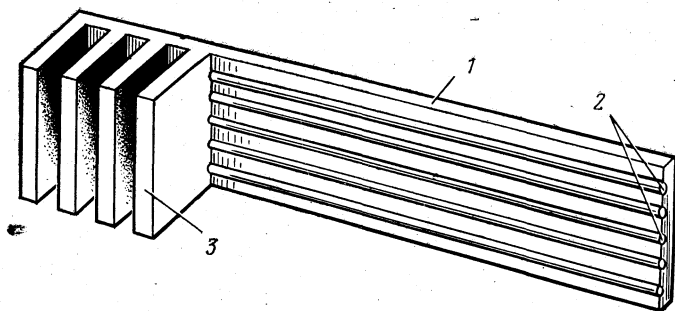


Рис. 29. Охлаждаемая плата.

1 — алюминиевая плата; 2 — тепловые трубы; 3 — оребрение.

В [26] показано, что тепловые трубы могут существенно снизить термическое сопротивление между источником тепла и теплоотводом в самых различных случаях. Особенно ценно применение их для охлаждения систем, занимающих ограниченный объем, а также для охлаждения замкнутых систем.

На рис. 28 изображена тепловая труба-панель, разработанная для обеспечения теплового режима элементов вычислительного блока, смонтированных с высокой плотностью монтажа на стеклоэпоксидной печатной плате. Это решение было вызвано тем, что сама печатная плата не обладала достаточной теплопроводностью, хотя была покрыта толстыми слоями меди.

Тепловая труба-панель одновременно являлась основанием для монтажа двух мощных сборок — по одной с каждой стороны. Тепло от смонтированных на ребре элементов поглощалось поверхностью панели и передавалось к ее двум торцевым поверхностям, которые контактировали с направляющими блока. Далее тепло, поглощенное в месте контакта с направляющими, передавалось через кожух и рассеивалось в окружающую

среду. Эффективная результирующая теплопроводность такой панели была в 8 раз больше, чем медной.

Для охлаждения полупроводникового СВЧ усилителя с высокой плотностью монтажа, смонтированного в герметичном корпусе, была разработана тепловая труба с оребрением, выполненные как единое целое. На рис. 29 изображена эта конструкция системы охлаждения, пред-

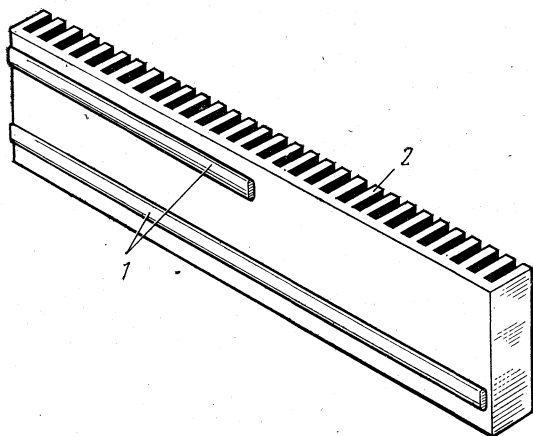


Рис. 30. Задняя стенка кожуха вычислительного устройства.

1 — тепловые трубы; 2 — оребрение.

ставляющая собой радиатор в виде алюминиевого основания, к которому на равных расстояниях друг от друга припаяны пять тепловых труб. Тепло с помощью тепловых труб переносилось к медным ребрам, вынесенным за пределы герметичного корпуса. Термическое сопротивление между элементом, смонтированным в любом месте вдоль монтажной панели длиной 0,58 м, и окружающей средой вблизи ребер не превышало $0,66\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$. Устройство было предназначено для отвода тепла при номинальной рассеиваемой мощности 85 Вт.

Типичным примером выравнивания температурного поля по тепловыделяющим элементам и уменьшения термического сопротивления между источниками и стоками тепла служит конструкция системы охлаждения вычислительного устройства, расположенного в замкнутом объеме, у которого на задней поверхности стенки

оребреного кожуха устанавливались тепловые трубы с плоским поперечным сечением. На рис. 30 показано, что тепловые трубы примыкают к внутренней поверхности кожуха, тем самым распределяя тепло равномерно по всей поверхности. Выделение тепла, в основном, происходило от источника питания, связанного теплопроводящими каналами непосредственно с внутренней поверхностью теплоотвода. Суммарное термическое сопротивление теплоотвода между поверхностью, где монтировались тепловыделяющие элементы, и окружающей средой составляло $0,25 \text{ }^\circ\text{C}/\text{Вт}$. Устройство отводило до 150 Вт рассеиваемой мощности.

Способ отвода тепла из труднодоступных зон замкнутых систем проиллюстрируем на примере конструкции электродвигателя самолетной системы сервоуправления [26]. На рис. 31 изображена тепловая труба, являющаяся одновременно валом электродвигателя и теплоотводом. На конце, расположенном снаружи электродвигателя, расположены ребра, предназначенные для рассеяния тепла. Обмотка напрессовывается на вал, являющийся одновременно тепловой трубой. Тепло, выделяющееся в обмотке, отводится к концу тепловой трубы, содержащему испаритель. Тепло переносится по тепловой трубе вдоль вала на ее ребристую поверхность, где рассеивается путем конвекции и излучения. Тепловое сопротивление между границей обмотки вала и охлаждающим воздухом составляет $5 \text{ }^\circ\text{C}/\text{Вт}$. Устройство было рассчитано на номинальную рассеиваемую мощность

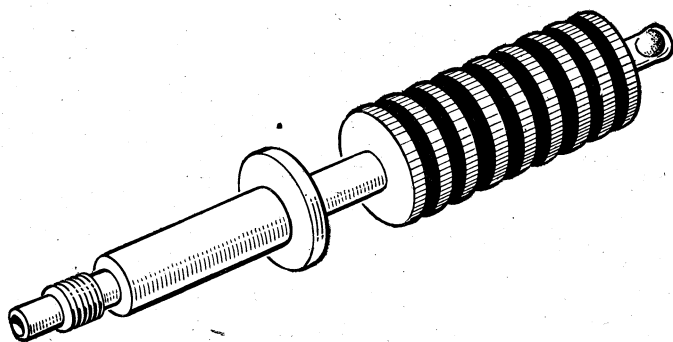


Рис. 31. Тепловая труба, совмещенная с валом электродвигателя.

15 Вт. Такая конструкция системы отвода тепла позволила избежать применения жидкостной системы охлаждения, при использовании которой потребовалось бы создать вращающееся уплотнение, что привело бы к нежелательному увеличению объема и массы системы.

Рассмотрим еще несколько типичных конструкций систем охлаждения мощных приборов и устройств, у которых тепло рассеивается на цилиндрических поверхностях. К ним можно отнести мощные СВЧ устройства, например коллекторы клистронов, ламп бегущей волны и др.

Одна из возможных схем охлаждения цилиндрических источников тепла была предложена Л. Л. Васильевым [27]. На рис. 32,а приведена принципиальная схема этой системы охлаждения. В этой системе тепловая труба выполнена в виде коаксиально размещенных герметичных цилиндров 1 и 2, на внутренних стенках которых расположен капиллярно-пористый наполнитель 3. Источник тепла 4 устанавливается внутри цилиндра меньшего диаметра. Цилиндры соединены между собой с помощью радиальных пористых ребер 5. Полость между цилиндрами заполнена теплоносителем, изменяющим в процессе циркуляции свое агрегатное состояние. Пористые ребра могут быть изготовлены из диэлектрика, например ориентированного стекловолокна. Ребра выполнены в виде пластин, установленных с зазором 0,5—1 мм. Вместо ребер в полости между цилиндрами могут быть установлены сетчатые трубчатые элементы 6 (рис. 32,б), например, из металла или диэлектрика для обеспечения переноса сконденсировавшегося теплоносителя вдоль оси трубы. Под действием теплового потока, рассеиваемого источником 4, размещенным вдоль оси тепловой трубы, испаряется теплоноситель, и пар под действием градиента давлений

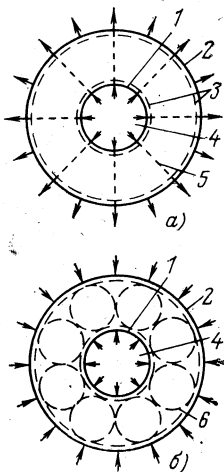


Рис. 32. Схема коаксиальной тепловой трубы.

1, 2 — герметичные цилиндры; 3 — пористый, фильтр; 4 — источник тепла; 5 — радиальные пористые ребра; 6 — трубчатые сетчатые элементы.

перемещается в радиальном направлении от центра к периферии, где конденсируется. Конденсат возвращается обратно в зону испарения по пористым ребрам под воздействием капиллярных сил. В результате обеспечиваются непрерывность протекания процесса и отвод рассеиваемой мощности.

В [2] описана конструкция тепловой трубы для охлаждения мощного клистрона, которая поглощала тепло от источника цилиндрической формы, разделяла

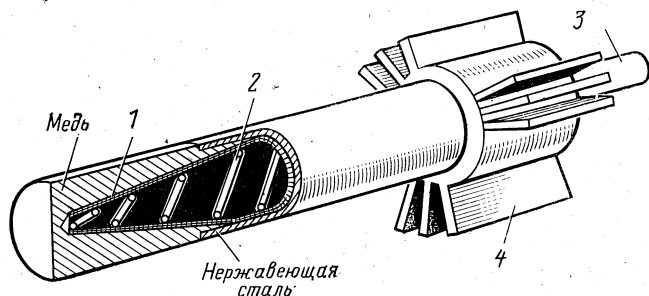


Рис. 33. Тепловая труба для охлаждения лампы бегущей волны.
1 — сетка; 2 — распорная пружина; 3 — штенгель; 4 — радиатор.

источник и сток тепла, а также выполняла функцию трансформатора теплового потока, который преобразовывал высокую плотность теплового потока на испарительном участке в низкую на конденсационном участке, достаточную для эффективного съема тепла путем обдува воздухом.

Здесь только обратим внимание на то обстоятельство, что плотность теплового потока, рассеиваемого коллектором клистрона, составляла 60 Вт/см^2 и обычно для обеспечения теплового режима таких клистронов использовались системы жидкостного охлаждения. В этой конструкции удалось обеспечить тепловой режим с помощью воздушного охлаждения, обладающего лучшими рабочими характеристиками.

На рис. 33 изображена тепловая труба, служащая для уменьшения термического сопротивления от источника тепла, расположенного внутри блока передатчика, к стоку тепла снаружи этого блока. Тепловая труба имеет медный наконечник, служащий испарительным участком. Для создания более равномерного подвода

тепла по длине испарительного участка наконечник имеет переменную толщину стенки, увеличивающуюся к торцевой поверхности, обращенной к лампе бегущей волны. Анод лампы закрепляется на медном наконечнике с помощью цангового зажима. Тепловая труба рассчитана на отвод рассеиваемой мощности до 20 Вт и заменяет тепловод, изготовленный из меди. Такая замена позволила снизить перегрев анода более чем на 40°C и значительно уменьшить массу теплоотвода.

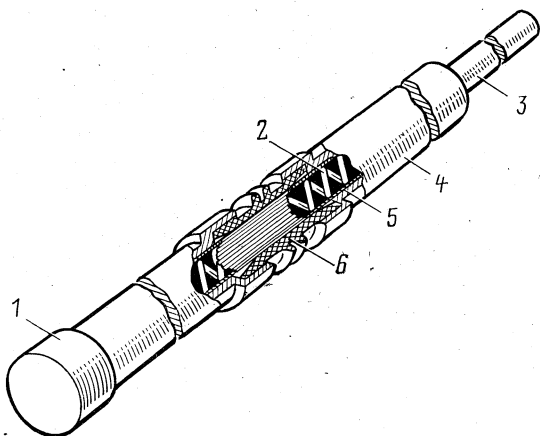


Рис. 34. Тепловая труба с транспортной секцией для диэлектрического материала.

1 — испарительная зона; 2 — пружина; 3 — зона герметизации; 4 — конденсатор; 5 — сетка; 6 — транспортная зона.

Для аналогичных целей, но с диэлектрическим транспортным участком, одновременно служащим диэлектриком, была разработана тепловая труба, конструкция которой приведена на рис. 34. Испарительный и конденсационный участки этой тепловой трубы выполнены из алюминиевого сплава, капиллярная же структура в них изготовлена из нержавеющей сетки, прижатой к стенкам с помощью распорной пружины. Диэлектрический транспортный участок (вставка) имел внутреннюю продольную нарезку. Крепление диэлектрической вставки осуществлялось путем склеивания герметичным компаундом. Сетки из нержавеющей стали имели разрыв в месте касания с нарезкой диэлектрической вставки.

Такая конструкция тепловой трубы выдерживала на пробой напряжение не менее 500 В.

В ряде практических случаев выгодно создавать единую конструкцию мощных тепловыделяющих электронных приборов и средств обеспечения их теплового режима. Тогда можно получить оптимальные рабочие характеристики устройств. В этом смысле показательными являются СВЧ приборы, для которых перспективно

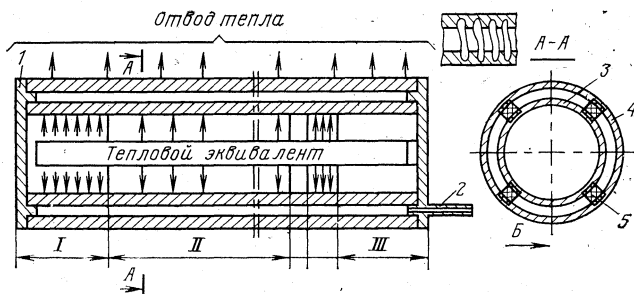


Рис. 35. Схема теплового эквивалента с оболочкой для охлаждения СВЧ прибора.

создание единой конструкции, включающей в себя тепловыделяющие элементы и средства поглощения и отвода тепла. Другими словами, тепловыделяющие поверхности электронных приборов должны одновременно служить испарительными участками тепловых труб. Поэтому разработчикам электронных приборов надо заранее заботиться о создании таких конструкций.

На рис. 35 приведена конструкция системы охлаждения и термостабилизации теплового эквивалента мощного СВЧ прибора, на котором проверялась целесообразность создания таких устройств [29].

Корпусом теплового эквивалента служила медная труба диаметром 0,037 м. Она коаксиально вставлялась в оболочку в виде трубы диаметром 0,041 м. При помощи глухой торцевой заглушки 1 и торцевой заглушки со штуцером 2 по всей длине между трубами обеспечивался калиброванный зазор 0,002 м. На корпусе теплового эквивалента 3 и внутренней поверхности оболочки 4 была создана капиллярная структура в виде спиральных каналов глубиной 0,0002 м. В четыре продольных прямоугольных канала глубиной 0,0005 м и

шириной 0,0005 м, выполненных на диаметрально противоположных сторонах трубы, укладывались артерии из базальтового волокна 5.

Капиллярная структура предназначена для передачи теплоносителя в тангенциальных направлениях, а артерия служит для сбора теплоносителя с капилляров конденсатора, транспортировки аксиально вдоль оболочки и распределения в капилляры испарителя. В качестве теплоносителя использовался ацетон в количестве 0,070 кг; охлаждение — воздушное и жидкостное. Тепловая энергия от эквивалента подводилась к корпусу, который служил испарителем. Конденсатором служил корпус оболочки.

На рис. 36 приведены графики зависимости перепада Δt между температурой поверхности коллектора прибора и температурой окружающей среды от плотности потока q для прибора в оболочке и без нее. Проведенные исследования показали, что наличие оболочки, охватывающей прибор по всей длине и работающей по замкнутому испарительно-конденсационному циклу, стабилизирует температуру по длине прибора и значительно снижает температуру поверхности его теплонапряженных участков.

Конструирование гибких тепловых труб занимает важное место в создании оптимальных по объему и массе систем охлаждения и термостабилизации радиоэлектронной аппаратуры. Это в первую очередь объясняется тем, что часто источники и стоки тепла расположены в различных зонах аппаратуры, доступ к которым затруднен. В ряде конструкций аппаратуры, подвергаемой линейным и вибрационным перегрузкам, требуется гибкая связь тепловыделяющих элементов этой аппаратуры с неподвижными стоками тепла. В других конструкциях в зависимости от назначения требуется переключение источников и стоков тепла или перемещение их друг относительно друга на различные рас-

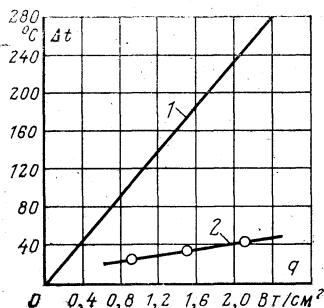


Рис. 36. Графики зависимости Δt от q .

1 — расчетный для прибора без оболочки; 2 — экспериментальный для прибора с оболочкой.

стояния. Во всех этих случаях использование гибких тепловых труб имеет преимущества по сравнению с другими средствами отвода тепла.

Так, например, для некоторых систем, используемых на искусственных спутниках Земли, необходимо иметь гибкие тепловые трубы, которые в сложенном состоянии имели бы петлеобразную форму, а в рабочем были бы прямыми. Типичным применением такой тепловой трубы,

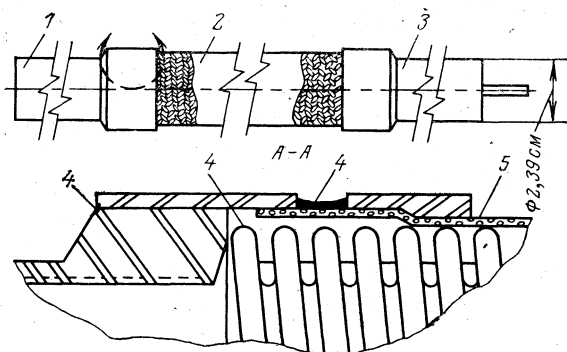


Рис. 37. Конструкция гибкой тепловой трубы.

1 — конденсатор (16 см); 2 — гибкая секция (92,4 см); 3 — испаритель (16 см); 4 — пайка; 5 — сифлон.

работающей при температуре около 100 К, является охлаждение датчиков инфракрасного излучения [20]. Конструкция гибкой криогенной тепловой трубы показана на рис. 37. Испаритель и конденсатор изготовлены из трубы с толщиной стенки 0,0016 м, гибкая секция — из сифлона в металлической оплетке с номинальным диаметром 0,025 м. Капиллярная структура испарителя и конденсатора — внутренняя нарезка V-образной формы. Труба оснащена составной артериальной системой, представляющей собой спирально скрученный жгут из трубок малого размера, изготовленных из тонкой сетки с квадратными ячейками размером 0,001 м. Такая система обеспечивает прокачку жидкости из конденсатора в испаритель и допускает изгиб (вместе с корпусом) радиусом 0,23 м. Пайка гибкой части к жесткой осуществляется припоем из 72% серебра и 28% меди. Расчетная мощность системы 20 Вт, общая масса трубы 1,15 кг.

Температурные характеристики тепловой трубы в прямом и изогнутом положениях различаются. Ниже описываются результаты испытаний гибкой криогенной тепловой трубы. На рис. 38 приведен график зависимости разности температур от подводимой мощности. Определялась средняя разность температур между испарителем и конденсатором. Температура испарителя контролировалась с помощью восьми, а конденсатора — шести термо-

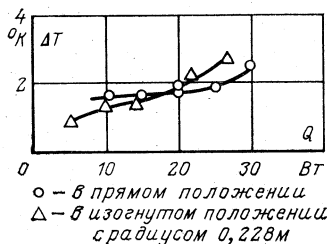


Рис. 38. Графики зависимости разности температур от подводимой мощности.

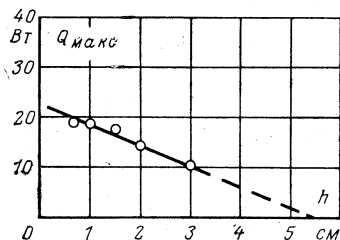


Рис. 39. График зависимости предельной передаваемой мощности от разности высот испарителя и конденсатора.

пар, прикрепленных точечной сваркой к наружной поверхности трубы. В качестве теплоносителя использовался фреон-21. В этом эксперименте различие в разности температур для прямого и изогнутого положений незначительно.

На рис. 39 приведены графики зависимости предельной передаваемой мощности от разности высот испарителя и конденсатора при испытаниях гибкой тепловой трубы в прямом положении. Результаты получены при температуре 100 К с метаном в качестве теплоносителя (0,0279 кг). Обработка экспериментальных данных показывает, что предельный угол подъема жидкости в капиллярной структуре соответствует разности высот испарителя и конденсатора 0,055 м.

Следует отметить также и другие конструкции гибких тепловых труб, у которых транспортные секции выполнены из тонкостенных гофрированных труб или вакуумно-плотных пластмассовых материалов, обладающих достаточной гибкостью и эластичностью. Эти конструкции описаны в [2].

Для обеспечения нормального теплового режима полупроводниковых элементов в электронной аппаратуре тепловые трубы особенно эффективны [30].

Как показывают теоретические расчеты и эксперименты, для обеспечения нормального теплового режима мощных транзисторов, диодов и силовых интегральных микросхем с плотностью тепловыделения 20 Вт/дм^2 при отсутствии принудительного охлаждения использование

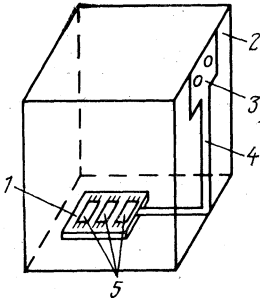


Рис. 40. Конструкция системы охлаждения блока питания.
1 — испаритель тепловой трубы; 2 — стенка блока; 3 — конденсатор тепловой трубы; 4 — транспортная секция; 5 — охлаждаемые элементы.

обычных оребренных и игольчатых радиаторов становится нецелесообразным, так как их габариты превышают габариты самого электронного устройства.

На рис. 40 показан один из вариантов системы охлаждения с тепловой трубой в качестве теплоотвода для мощных полупроводниковых элементов в блоке питания. В зоне испарителя тепловой трубы установлены мощные полупроводниковые приборы, выделяющие тепло (транзисторы, диоды, микросхемы и т. п.). От испарителя тепло переносится по транспортному участку. Для того чтобы использовать элементы конструкции блока питания (стенки, кожух) для рассеяния тепла, конденсационную часть тепловой трубы выводят наружу и крепят к одной из стенок блока, которая в данном случае является стоком тепла. Для повышения эффективности теплоотдачи стенка блока может иметь оребрение.

Оценим эффективности применения тепловых труб в блоке питания. В качестве критерия оценки целесообразно принять массу, так как радиаторы и тепловые трубы являются механическими элементами конструкции.

В качестве примера на рис. 41 приведены результаты расчета массы для кремниевых транзисторов с допустимым перегревом $\Delta t = 30^\circ\text{C}$ и термическим сопротивлением $R = 0,2 \text{ м}^2 \text{ }^\circ\text{C/Вт}$ (кривая 1). На этом же рисунке для сравнения приведены расчетные значения массы типовых оребренных радиаторов, выполненных из алюминиевого

сплава (кривые 2 и 3). Расчет проводился для стационарного режима при естественной конвекции. Как видно из рис. 41, тепловые трубы, применяемые для охлаждения мощных полупроводниковых элементов, имеют значительно меньшую массу, чем типовые радиаторы при одинаковой рассеиваемой мощности. Наиболее значительный выигрыш в массе получается при $Q > 10$ Вт.

Создание равномерного поля температур по конструкции электронного блока возможно с помощью тепловых труб, встроенных непосредственно в металлический корпус. Примером такого устройства может служить высокочастотное передающее устройство. Общий вид корпуса этого устройства изображен на рис. 42. На корпусе, изготовленном из алюминиевого сплава, установлены мощные СВЧ элементы. Плоская тепловая труба, также изготовленная из алюминиевого сплава, припаяна к корпусу по всему периметру. В качестве капиллярной структуры использована сетка из нержавеющей стали. В результате по корпусу в процессе работы устройства обеспечивается практически полная изотермичность. Для увеличения съема тепла часть корпуса, расположенная в зоне более интенсивного охлаждения, имеет ребрение.

Еще одним примером системы охлаждения на плоских тепловых трубах является конструкция, представленная на рис. 43. На конденсационной части тепловой трубы установлены ребренные радиаторы, стянутые винтами. Тепловыделяющие элементы приклеиваются к свободной от радиаторов поверхности с одной или с обеих сторон.

Если интенсивность теплообмена при таком исполнении радиаторов мала, то можно воспользоваться более сложными схемами охлаждения. Одна из таких схем

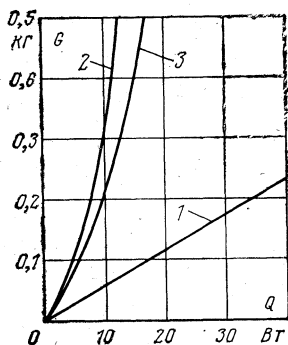


Рис. 41. Графики зависимости массы радиаторов и тепловых труб от рассеиваемой мощности.

1 — для кремниевых транзисторов, устанавливаемых на тепловой трубе; 2, 3 — соответственно для германиевых и кремниевых транзисторов, устанавливаемых на типовых радиаторах.

приведена на рис. 44. Плоская тепловая труба имеет сложную изогнутую конфигурацию. На конденсационный участок напаян пластинчатый теплообменник, предназначенный для его обдува газом, циркулирующим вблизи охлаждаемого устройства.

Таким образом, проведенный анализ показывает, что с помощью тепловых труб успешно решаются такие задачи, как уменьшение массы и размеров аппаратуры

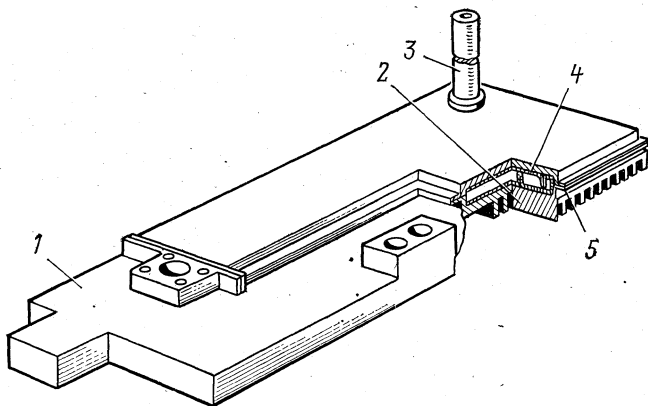


Рис. 42. Корпус электронного прибора с встроенной тепловой трубой.

1 — корпус; 2 — радиатор; 3 — зона герметизации; 4 — сетка; 5 — место пайки.

при сохранении заданных параметров и повышение надежности аппаратуры при снижении температуры нагрева тепловыделяющих элементов.

Рассмотрим теперь возможность переноса тепла на значительные расстояния с помощью тепловых труб. Для этих целей используются гибкие, жесткие, прямые и изогнутые транспортные участки.

При проведении технологических работ по регулировке и приемо-сдаточных испытаниях отдельных блоков и аппаратуры в целом иногда требуется эффективное ее охлаждение. Такая ситуация возникает, как правило, для таких устройств, которые в штатных условиях эксплуатации работают кратковременно и не требуют специальных средств охлаждения, а при технологических

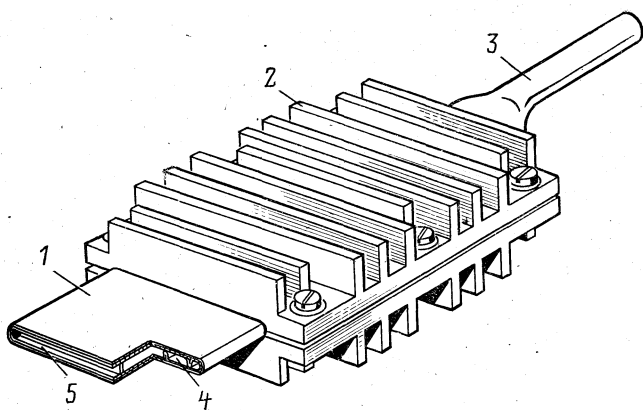


Рис. 43. Плоская тепловая труба для охлаждения элементов электронных устройств.

1 — зона установки ЭРЭ (стальной корпус); 2 — радиатор; 3 — зона герметизации; 4 — сетка; 5 — заглушка.

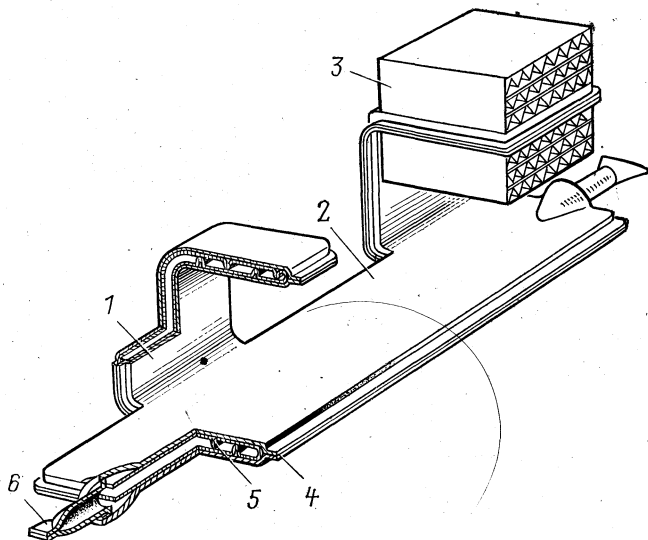


Рис. 44. Тепловая труба — теплообменник.

1 — транспортная зона; 2 — испарительная зона; 3 — конденсатор; 4 — место сварки; 5 — сетка; 6 — зона герметизации.

операциях работают непрерывно в течение длительного времени.

В качестве примера решения такой задачи ниже приведено краткое описание системы охлаждения мощного клистрона. Номинальная рассеиваемая мощность клистрона 50 Вт при допустимой температуре на аноде 80—100°С.

Съемная технологическая система воздушного охлаждения клистрона с использованием тепловой трубы схематично изображена на рис. 45. Конструктивно тепловая труба выполнена аналогично описанной в [31]. Плоский испарительный участок тепловой трубы с помощью несложного приспособления (скоба с винтами) срединен с промежуточной медной вставкой, которая напаялась на анодную часть клистрона. Тепло, рассеиваемое на аноде, поглощалось медной вставкой и посредством кон-

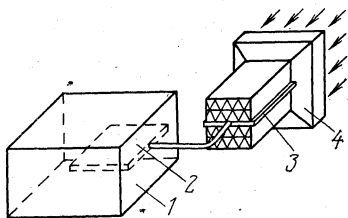


Рис. 45. Технологическая система охлаждения РЭА.

1 — контейнер с аппаратурой; 2 — зона подвода тепла тепловой трубы; 3 — зона отвода тепла тепловой трубы; 4 — вентиляционный блок.

тактной теплопроводности передавалось на плоский испарительный участок тепловой трубы. Далее по цилиндрическому транспортному участку тепло переносилось паром к наружному конденсационному теплообменнику, где снималось потоком газа, создаваемым вентилятором. Расход газа через вентилятор составляет около 90 м³/ч при напоре 400 Па. После проведения технологических работ тепловая труба легко вынимается из устройства. Для этого надо снять кожух и ослабить натяжение винтов на скобах. Для эффективного охлаждения аппаратуры при регулировке и приемо-сдаточных испытаниях могут быть успешно использованы конструкции тепловых труб с испарительными участками цилиндрической формы, описанные ранее.

Для передачи тепла от съемных блоков удобно использовать комбинацию тепловых труб, состоящую из единой для всех блоков коллекторной трубы и набора тепловых труб, входящих в состав съемных блоков. Известно, например, устройство для охлаждения аппаратуры, состоящее из коллекторной тепловой трубы прямо-

угольного сечения с теплообменником и соединяемых с ней тепловых труб, встроенных в съемные блоки. Коллекторная тепловая труба имеет цилиндрические отверстия, в которые вставляются штыревидные выходные части тепловых труб блоков с минимальным зазором, необходимым для сочленения и расчленения.

Это устройство имеет недостаток, заключающийся в том, что значительная часть термического сопротивления в разъемных соединениях устройства снижает возможность поддержания в заданных пределах теплового режима ЭРИ, особенно при передаче больших тепловых потоков.

Этого недостатка не имеет устройство, предложенное в [32]. На одном конце коллекторной тепловой трубы закреплены теплообменники, а на другом — нагреватель, причем участок коллекторной трубы, на котором имеются цилиндрические отверстия, и выходные части труб для охлаждаемых блоков выполнены из материалов с различными термическими коэффициентами линейного расширения.

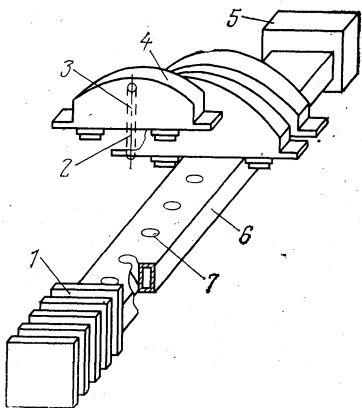


Рис. 46. Устройство для охлаждения РЕА.

1 — теплообменник; 2 — выходная часть тепловой трубы; 3 — тепловая труба; 4 — блок; 5 — нагреватель; 6 — коллекторная тепловая труба; 7 — цилиндрическое отверстие.

На рис. 46 показано такое устройство для охлаждения блочной бортовой радиоэлектронной аппаратуры. Коллекторная тепловая труба 6, предназначенная для отвода тепла от блоков 4, снабжена теплообменником 1. Цилиндрические отверстия 7 на испарительной части трубы 6 служат для осуществления разъемных тепловых соединений с цилиндрическими выходными частями 2 тепловых труб 3, встроенных в блоки 4. Диаметры отверстия 7 и выходной части 2 должны обеспечивать натяжение, достаточное для создания нормального давления, снижающего до заданного уровня термическое сопротивление контакта.

Участок тепловой трубы 6 с отверстиями 7 и выходные части 2 труб 3 выполнены из материалов с различными термическими коэффициентами линейного расширения (например, сплава из алюминия и титана). Нагреватель 5 служит для сочленения и расчленения блоков с тепловой трубой.

Перед установкой блоков включают нагреватель, повышающий температуру стенок всех отверстий. После отключения нагревателя и подачи электропитания к блокам температура выходных частей тепловых труб повышается, а температура стенок цилиндрических отверстий понижается до рабочей температуры соединений в стационарном режиме работы устройства. После окончания технологических работ отключают электропитание блоков и включают нагреватель. Температура соединений повышается, и благодаря различным термическим коэффициентам линейного расширения материалов при определенной температуре становится возможным легкое расчленение тепловых труб. Отключение электропитания блоков перед включением нагревателя необходимо из-за резкого ухудшения условий теплопередачи через разъемные соединения тепловых труб для всего устройства в целом.

В этом устройстве термическое сопротивление контакта разъемных соединений является функцией только температуры и не зависит от состояния крепежных элементов. В сочетании с возможностью снижения термического сопротивления контакта это повышает надежность устройства в работе.

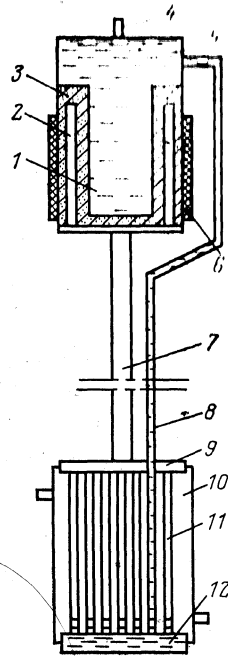
Учитывая, что обычные тепловые трубы (с капиллярно-пористой структурой, не имеющей разрывов по длине) ухудшают свои тепловые характеристики в поле сил тяжести при отрицательных углах наклона и могут выходить из строя, если капиллярный напор структуры недостаточен, в настоящее время проводятся работы по улучшению их работоспособности для тех случаев, когда по условиям эксплуатации испарительный участок располагается значительно выше конденсационного участка тепловой трубы.

В поле сил тяжести к обычному сопротивлению трения добавляются потери, связанные с преодолением гидростатического давления столба жидкости.

Оптимальный диаметр капилляров у тепловых труб, передающих тепло по направлению поля тяжести на зна-

Рис. 47. Низкотемпературная тепловая труба, работающая против поля тяжести.

1 — испарительная камера; 2 — пароотводящий канал; 3 — фитиль испарительной камеры; 4 — заправочный патрубок; 5 — компенсационная полость; 6 — источник тепла; 7 — паровой канал; 8 — жидкостной канал; 9 — паровой коллектор; 10 — рубашка охлаждения; 11 — конденсаторная трубка; 12 — жидкостной коллектор.



чительные расстояния, оказывается очень малым (несколько микрон или долей микрона), а прокачивающая способность фитиля — низкой. Основным направлением улучшения теплопередающих свойств длинных тепловых труб (0,5 м и более) считают уменьшение сопротивлений трения жидкости при сохранении разности капиллярных давлений, соответствующих оптимальному диаметру пор в испарителе, как это делается в артериальных тепловых трубах. Однако их возможности также ограничены.

Поэтому особое место в практике конструирования тепловых труб занимают низкотемпературные тепловые трубы с отдельными каналами для пара и жидкости. Принцип их работы, конструктивные, теплотехнические и гидродинамические особенности опубликованы в [34].

Так как тепловые трубы с отдельными каналами для пара и жидкости имеют ряд существенных отличий от обычных тепловых труб, то остановимся более подробно на их описании. На рис. 47 приведена конструкция тепловой трубы с отдельными каналами для пара и жидкости. Целью создания таких тепловых труб является обеспечение их работы при ориентации против поля тяжести. В этой тепловой трубе фитиль расположен только в испарительной камере, а компенсационная полость, заполняющая во время работы трубы капиллярно несвязанной жидкостью, заглублена практически на всю длину зоны испарения. Такая конструкция обеспечивает минимальную длину пути жидкости в пористой среде, т. е.

наименьшие гидравлические потери в жидкой фазе теплоносителя. Конденсационная камера выполнена в виде параллельных трубок с внутренним диаметром 0,002 м, сообщающихся с паровыми и жидкостными коллекторами. При хорошо развитой поверхности конденсации такая камера имеет малый объем, способна обеспечить

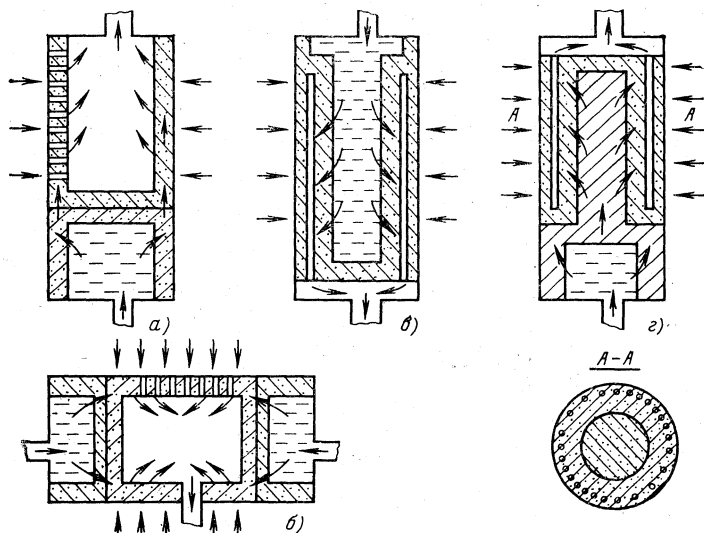


Рис. 48. Основные типы испарительных камер.

устойчивую конденсацию теплоносителя и возврат его в зону испарения при любой ориентации тепловой трубы в поле тяжести.

Основным элементом, в наибольшей степени определяющим работу тепловой трубы, является испарительная камера. На рис. 48 приведены основные ее типы. В фитиле испарительной камеры движение жидкости происходит преимущественно вдоль теплоприемной стенки (рис. 48, а, б) или по нормали к ней (рис. 48, в, г). Камеры (рис. 48, а, б, г) имеют составную капиллярно-пористую структуру, состоящую из мелкопористого слоя, прилегающего к нагревательному участку стенки камеры, и крупнопористого, удаленного от него и образующего компенсационную полость. В испарительной камере (рис. 48, в) компенсационная полость заглублена в мелкопористую структуру почти на всем участке зоны испа-

рения. При этом чем однороднее мелкопористая структура, тем меньше вероятность образования сухой сквозной поры и тем меньше толщина фитиля. Камера (рис. 48,а) наиболее эффективно может быть использована при наличии непротяженного участка теплоподвода; в противном случае камеры (рис. 48,б, в, г.) более предпочтительны. Снижение потерь давления в паровой фазе может быть достигнуто путем выполнения большого числа радиальных пароотводных каналов (рис. 48,а, б). Диаметр этих каналов 0,0005—0,0006 м и плотность 15—20 шт/см² внешней поверхности фитиля определялись чисто технологическими условиями.

Для обеспечения гарантированного запуска тепловой трубы рассматриваемого типа необходим постоянный контакт рабочей жидкости с фитилем испарительной камеры. Это требование может быть выполнено, если суммарный объем конденсатора и парового канала примерно равны или несколько меньше объема компенсационной полости. Количество жидкости в тепловой трубе должно обеспечивать пропитку фитиля, заполнение компенсационной полости и жидкостного канала. При снятии тепловой нагрузки жидкость из компенсационной полости стекает в сторону конденсатора, если он находится ниже испарителя, и устанавливается на некотором уровне в паровом и жидкостном каналах, как в сообщающихся сосудах, приводя в контакт с фитилем испарительной камеры. Для запуска тепловой трубы с испарителем вверху необходимо, чтобы фитиль был смочен, а тепловая нагрузка была не ниже требуемой. В противном случае выталкивания жидкости в компенсационную полость не происходит. Минимальная тепловая нагрузка, обеспечивающая устойчивый запуск тепловой трубы, зависит от ее длины (высоты), параметра dP/dt рабочей жидкости, эффективной теплопроводности и влагосодержания фитиля, а также ряда других факторов. Например, для ацетоновой трубы высотой 0,9 м минимальная радиальная плотность теплового потока составила 0,3—0,5 Вт/см², а для водяной трубы той же длины — 0,7—0,9 Вт/см².

Тепловые трубы с отдельными каналами для пара и жидкости прежде всего рассчитываются для условий работы против сил тяжести (когда испарительная камера расположена значительно выше конденсационной камеры). При других ориентациях условия их работы от-

личаются от оптимальных. Тепловые трубы такой конструкции могут быть использованы для охлаждения радиоэлектронной аппаратуры на полупроводниковых элементах с большой рассеиваемой мощностью.

Глава пятая

ГАЗОРЕГУЛИРУЕМЫЕ ТЕПЛОВЫЕ ТРУБЫ ДЛЯ ТЕРМОСТАТИРОВАНИЯ РЭА

14. Физические основы расчета

В радиоэлектронной технике существует ряд устройств, в состав которых входят чувствительные к изменению температуры изделия. К таким устройствам следует отнести кварцевые генераторы, фильтры, линии задержки, схемы сравнения, некоторые типы СВЧ приборов и больших интегральных схем. Для нормальной работы этих устройств необходимо создавать системы термостатирования для поддержания температуры ЭРИ с заданной точностью при изменении условий теплообмена с окружающей средой или рассеиваемой мощности. Обычно такие системы оснащены специальными устройствами регулирования температуры, создание которых представляет собой сложную техническую задачу.

В ряде случаев эта задача может быть успешно решена с помощью тепловых труб переменной проводимости, способных заменить дорогостоящие электронные системы термостатирования или значительно улучшить их теплотехнические и эксплуатационные параметры.

Тепловые трубы переменной проводимости, в отличие от обычных (рассмотренных в предыдущих главах), позволяют с помощью достаточно простых дополнительных средств обеспечить передачу изменяющегося количества тепла при минимальном изменении температуры источника — термостатируемого изделия [36—39].

Рассмотрим самую простую схему тепловой трубы переменной проводимости — газорегулируемую тепловую трубу (ГРТТ) с так называемым горячим резервуаром (лишенным капиллярной структуры) как наиболее перспективную для применения в РЭА и более глубоко изученную с теоретической точки зрения.

Именно на ее примере можно показать терморегулирующие свойства тепловых труб и наметить пути ин-

женерного расчета основных теплофизических и конструктивных параметров такого рода устройств. Для этих целей воспользуемся некоторыми результатами работ, проведенных в Московском энергетическом институте [39].

Принцип работы простейшей газорегулируемой тепловой трубы поясняется схемой, изображенной на рис. 49. В исходном состоянии перед включением источника тепла пары теплоносителя и неконденсирующего газа рав-

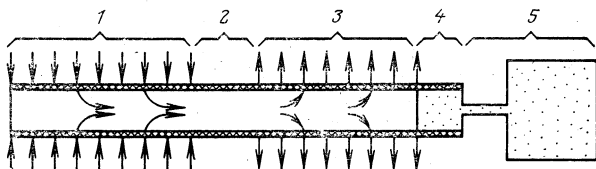


Рис. 49. Расчетная схема газорегулируемой тепловой трубы.

номерно распределены по внутреннему объему тепловой трубы. При подводе тепла от источника теплоноситель, содержащийся в фитиле, начинает испаряться и его концентрация в испарительной зоне увеличивается, часть пара переносится в зону конденсации. Молекулы газа захватываются молекулами пара, вследствие чего происходит выталкивание нейтрального газа в зону конденсации и дополнительный резервуар. Между неконденсирующим газом и циркулирующим паром устанавливается определенная граница раздела, которая может смещаться в ту или иную сторону при изменении режима работы тепловой трубы. При этом часть конденсационной зоны, называемая пассивной, оказывается блокированной неконденсирующимся газом, вследствие чего отвод тепла с этой поверхности конденсационной зоны практически прекращается.

При изменении внешних условий, например температуры окружающей среды или мощности источника, граница раздела между паром и газом перемещается, изменяя поверхность конденсационной зоны и ее термическое сопротивление, вследствие чего происходит саморегулирование системы и температура источников стабилизируется.

Способность системы с неконденсирующимся газом к регулированию можно оценить с помощью двух пара-

метров. Первый из них — номинальная температура стабилизации $t_{\text{ном}}$, которую необходимо поддерживать в заданных пределах. В качестве $t_{\text{ном}}$ может быть принята температура стенки конденсационной зоны $t_{\text{кст}}$, температура стенки испарительной зоны $t_{\text{ист}}$ или температура источника тепла $t_{\text{ист}}$. Вторым параметром — предел регулирования $\Delta t_{\text{рег}}$, т. е. отклонение номинальной температуры при изменении мощности источника от $Q_{\text{мин}}$ до $Q_{\text{макс}}$ и температуры охлаждающей среды от $t_{\text{ср.мин}}$ до $t_{\text{ср.макс}}$.

Температура источника связана с температурой пара $t_{\text{п}}$ следующим соотношением:

$$t_{\text{ист}} = t_{\text{п}} + Q (R_{\text{внешн}}^{\text{н}} + R_{\text{вн}}^{\text{н}}).$$

Отсюда предел регулирования в дифференциальной форме

$$\frac{dt_{\text{ист}}}{dQ} = R_{\text{внешн}}^{\text{н}} + R_{\text{вн}}^{\text{н}} + \frac{dt_{\text{п}}}{dQ}$$

или $\frac{dt_{\text{ист}}}{dt_{\text{с}}} = \frac{dt_{\text{п}}}{dt_{\text{с}}}.$

Предел регулирования при заданных условиях теплообмена и конструктивных параметрах испарительной и транспортной зон (которые обычно известны в начале проектирования) определяет соотношение между объемом резервуара $V_{\text{р}}$ и объемом конденсатора газорегулируемой тепловой трубы $V_{\text{к}}$.

Для сужения пределов регулирования температуры объем резервуара требуется увеличивать, так как большему объему резервуара соответствует меньшее изменение давления пара от $P'_{\text{п}}$ до $P''_{\text{п}}$ при изменении мощности источника от $Q_{\text{мин}}$ до $Q_{\text{макс}}$, что соответствует меньшему изменению температуры пара от $t'_{\text{п}}$ до $t''_{\text{п}}$.

Определим объем резервуара с неконденсирующимся газом при заданном пределе регулирования.

Расчет проводим при следующих основных допущениях:

между паром и газом существует идеальная граница раздела;

температура по длине каждой зоны ГРТТ постоянна; парогазовая смесь подчиняется законам идеального газа.

Расчетная схема ГРТТ представлена на рис. 49. Минимальной мощности источника ГРТТ $Q_{\text{мин}}$ соответствует положение поверхности раздела пар — газ на границе

между зонами 2 и 3. При этом отвод тепла в конденсационной зоне осуществляется только посредством теплопроводности металлической поверхности стенки и газа. При максимальной мощности источника Q_{\max} поверхность раздела фаз располагается между зонами 3 и 4 (5 — зона с неконденсирующимся газом).

На основании закона Клапейрона — Менделеева для $Q = Q_{\min}$ уравнение состояния массы неконденсирующегося газа можно представить в виде

$$m = \frac{1}{R_{\Gamma}} \sum_{i=3}^5 \frac{P'_i V_i}{T'_i},$$

где P'_i , V_i и T'_i — давление, объем и температура газа в i -й зоне; R_{Γ} — газовая постоянная; $T_i = t_i + 273$.

При $Q = Q_{\max}$ для той же массы газа

$$m = \frac{1}{R_{\Gamma}} \sum_{i=4}^5 \frac{P''_i V_i}{T''_i}.$$

Так как масса газа в системе постоянна, то

$$\frac{P'_3 V_3}{T'_3} + \frac{P'_4 V_4}{T'_4} + \frac{P'_5 V_5}{T'_5} = \frac{P''_4 V_4}{T''_4} + \frac{P''_5 V_5}{T''_5}.$$

Отсюда

$$V_5 = \frac{T'_5 T''_5}{T'_5 P''_5 - T''_5 P'_5} \left[\frac{P'_3 V_3}{T'_3} + \frac{P'_4 V_4}{T'_4} - \frac{P''_4 V_4}{T''_4} \right].$$

Давление газа в i -й зоне можно представить как разность общего давления в тепловой трубе и парциального давления пара в этой зоне, которое равно давлению насыщения при температуре T_i , т. е.

$$P_i = P_{\text{общ}} - P_{\text{пи}} = P_{\text{пн}} - P_{\text{пи}}$$

Здесь принято, что $P_{\text{общ}} = P_{\text{пи}}$, так как предполагается, что в испарительной зоне неконденсирующийся газ отсутствует. Учитывая это, можно записать:

$$V_5 = \frac{T'_5 T''_5}{T'_5 (P''_{\text{пн}} - P''_{\text{пс}}) - T''_5 (P'_{\text{пн}} - P'_{\text{пс}})} \left[\frac{(P'_{\text{пн}} - P'_{\text{пс}}) V_3}{T'_3} + \frac{(P'_{\text{пн}} - P'_{\text{п4}}) V_4}{T'_4} - \frac{(P''_{\text{пн}} - P''_{\text{п4}}) V_4}{T''_4} \right].$$

Таким образом, зная геометрические размеры ГРТ V_3 , V_4 , температуру резервуара T'_5 , T''_5 , конденсацион-

ной зоны T'_3, T''_3 , переходного участка 4 T'_4, T''_4 и за-
 давшись изменением температуры пара в испарительной
 зоне $T'_п, T''_п$ при изменении мощности источника тепла
 от $Q_{\text{мин}}$ до $Q_{\text{макс}}$, можно определить объем резервуара
 $V_5 = V_p$, который обеспечивает заданный перепад темпе-
 ратур:

$$\Delta t_{п} = t''_{п} - t'_{п}.$$

Температура стенки испарительной зоны при
 $Q = Q_{\text{мин}}$ связана с температурой пара следующим вы-
 ражением:

$$t''_{\text{ст}} = t'_{п} + Q_{\text{мин}} R_{\text{вн}},$$

а температура источника

$$t'_{\text{ист}} = t'_{п} + Q_{\text{мин}} (R''_{\text{вн}} + R''_{\text{внешн}}),$$

где $Q_{\text{мин}} = (t''_{\text{ст}} - t_c) \sqrt{\alpha \lambda U f}$;

f — площадь поперечного сечения корпуса тепловой тру-
 бы; U — внешний периметр корпуса; λ — коэффициент
 теплопроводности корпуса; α — коэффициент теплообме-
 на корпуса с окружающей средой; $t''_{\text{ст}} - t_c$ — избыточ-
 ная температура стенки испарителя относительно окру-
 жающей среды.

В первом приближении можно принять температуру
 стенки испарителя $t''_{\text{ст}}$ равной температуре пара $t'_{п}$, соот-
 ветствующей давлению $P_{\text{нап}}$. Аналогично можно записать
 выражения для $t''_{\text{ст}}$ и $t''_{\text{ист}}$ при $Q = Q_{\text{макс}}$ и рассчитать тем-
 пературу стенки испарителя и температуру источника
 для крайних значений передаваемого тепла.

15. Процесс регулирования

Как отмечалось ранее, качество процесса регулиро-
 вания в тепловых трубах с газовым резервуаром можно
 определить с помощью величины предела регулирования
 $\Delta t_{\text{рег}}$, характеризующего отклонение температуры термо-
 статирования от номинальной при крайних значениях
 рассеиваемой мощности и температуры окружающей
 среды.

В дальнейшем предел регулирования удобно пред-
 ставить в виде

$$\Delta t_{\text{рег}} = t''_{\text{ст}} - t'_{\text{ст}}.$$

Определим предел регулирования, принимая за известные следующие исходные данные: геометрические размеры; тип теплоносителя; вид неконденсирующегося газа; начальное давление газа в системе, $P_{нач}$. Для этого воспользуемся графическим методом построения зависимости $Q = f(t_{ст}^н)$.

Сначала строим график зависимости $Q = f(t_{ст}^н)$ для обычной тепловой трубы, пользуясь уравнением теплового баланса

$$Q = \frac{\lambda_3 (t_{ст}^н - t_{ст}^к)}{2\delta_{\Phi} \left(\frac{1}{F_n} + \frac{1}{F_k} \right)}.$$

Характер этой зависимости при фиксированной $t_{ст}^к$ приведен на рис. 50.

Далее, решая совместно уравнения теплового баланса для $Q_{мин}$ и $Q_{макс}$, получим:

$$\Delta t_{рег} = \frac{\delta_{\Phi}}{\lambda_3 F_n} (Q_{макс} - Q_{мин}) + (t''_п - t'_п).$$

Затем на оси ординат (рис. 50) откладываем значения $Q_{макс}$ и проводим горизонтальную прямую до пересечения с кривой $Q = f(t_{ст}^н)$ в точке b . Учитывая, что при $Q_{макс}$ вся конденсационная зона становится активной (т. е. неконденсирующийся газ полностью вытеснен в резервуар) и ГРТТ работает как обычная тепловая труба, можно сделать вывод, что точка b будет соответствовать и характеристической кривой $Q = f(t_{ст}^н)$ ГРТТ. Тогда тепловой поток $Q_{макс}$ ГРТТ будет соответствовать температуре $t_{ст}^н$, определяемой координатой пересечения перпендикуляра из точки b с осью абсцисс.

Отложив на оси абсцисс значение $\Delta t_{рег}$, найдем точку c , которая определяет координаты $Q_{мин}$ и $t_{ст}^{н'}$ ГРТТ. Точки a и c в первом приближении также можно соединить прямой линией.

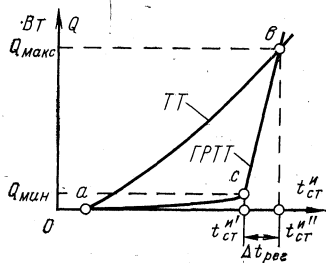


Рис. 50. График зависимости $Q = f(t_{ст}^н)$ для определения предела регулирования.

Таким образом, на рис. 50 получен график зависимости $Q=f(t_{\text{ст}}^{\text{и}})$ для ГРТТ, из которого определяется предел регулирования температуры при изменении мощности источника. Здесь следует отметить, что с повышением номинальной температуры точность регулирования увеличивается (т. е. $\Delta t_{\text{рег}}$ уменьшается), так как кривая давления насыщенных паров от температуры возрастает более резко, что приводит к меньшему изменению $t_{\text{ст}}^{\text{и}}$ при одних и тех же пределах изменения мощности.

Теперь определим влияние объемов резервуара и конденсационной зоны на точность регулирования температуры. Построим график зависимостей $\Delta t_{\text{рег}}=f(V_{\text{р}}/V_{\text{к}})$. Для простоты дальнейшие рассуждения проведем применительно к тепловой трубе цилиндрической формы.

Исходные данные: длина тепловой трубы $L_{\text{ТТ}}$; длина испарительной зоны $L_{\text{и}}$; длина конденсационной зоны $L_{\text{к}}$; наружный диаметр тепловой трубы $d_{\text{н}}$; внутренний диаметр тепловой трубы $d_{\text{в}}$; диаметр парового канала $d_{\text{п}}$; эффективная теплопроводность фитиля, насыщенного теплоносителем, $\lambda_{\text{а}}$; параметры неконденсирующегося газа; коэффициенты теплообмена α .

Методика определения зависимости заключается в следующем. Первоначально определяем следующие параметры:

$$V_{\text{к}} = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} L_{\text{к}};$$

$$V_{\text{ТТ}} = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} L_{\text{ТТ}};$$

$$F_{\text{к}} = \pi d_{\text{п}} L_{\text{к}};$$

$$Q_{\text{макс}} = \alpha F_{\text{к}} (t_{\text{п}}' - t_{\text{с}}).$$

Далее задаемся начальным давлением и объемом резервуара $P_{\text{нач}}$ и $V_{\text{р}}$ и определяем массу газа

$$m_2 = \frac{P_{\text{нач}} V_{\text{г}}}{R_{\text{г}} T_{\text{с}}} = \frac{P_{\text{нач}} (V_{\text{ТТ}} + V_{\text{р}})}{R_{\text{г}} T_{\text{с}}},$$

где $V_{\text{г}}$ — объем, занимаемый газом; $V_{\text{ТТ}}$ — объем тепловой трубы.

По линии насыщения ищем температуру пара $t_{\text{п}}=f(P_{\text{нач}})$ и, приняв в первом приближении $t_{\text{ст}}^{\text{и}}=t_{\text{п}}$, находим следующие величины:

поверхность активной зоны конденсации

$$F_{\text{а к}} = \frac{Q}{\alpha (t_{\text{ст}}^{\text{к}} - t_{\text{с}})};$$

длину активной зоны конденсации

$$L_{\text{а к}} = \frac{F_{\text{а к}}}{U_{\text{к}}} = \frac{F_{\text{а к}}}{\pi d_{\text{н}}},$$

где $U_{\text{к}}$ — периметр конденсационной зоны;

объем газа

$$V_{\Gamma} = V_{\text{п}}^{\text{п}} + V_{\text{р}} = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} L_{\text{п}}^{\text{п}} + V_{\text{р}} = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} (L_{\text{к}} - L_{\text{к}}^{\text{а}}) + V_{\text{р}},$$

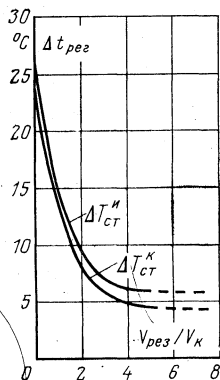
где $V_{\text{п}}^{\text{п}}$ — объем пассивной части конденсационной зоны;
давление газа

$$P_{\Gamma} = \frac{m_{\Gamma} R_{\Gamma} T_{\text{с}}}{V_{\Gamma}};$$

давление пара $P_{\text{п}} = P_{\Gamma}$;

температуру пара как функцию давления $t_{\text{п}} = f(P_{\text{п}})$;

Рис. 51. Графики зависимости предела регулирования от соотношения объемов резервуара и конденсатора.



температуру стенки конденсатора с учетом радиальной теплопроводности фитиля

$$t_{\text{ст}}^{\text{к}} = t_{\text{п}} - \frac{Q \delta_{\text{ф}}}{\pi d_{\text{вн}} L_{\text{к}} \lambda_{\text{э}}}.$$

Изменению температуры стенки конденсационной зоны будет соответствовать следующее изменение температуры стенки испарительной зоны:

$$\Delta t_{\text{ст}}^{\text{п}} = t_{\text{п}} + \frac{q \delta_{\text{ф}}}{\lambda},$$

где $q = Q/F_{\text{п}}$.

Расчет проводим методом итераций, задавшись значениями теплового потока от $Q_{\text{мин}}$ до $Q_{\text{макс}}$ и объемом резервуара от $V_{\text{р}} = 0$ до $V_{\text{р}} = n V_{\text{к}}$ (где n — заданное число) при известном начальном давлении.

После каждого приближения находим $t_{\text{ст}}^{\text{к}}$, соответствующую температуре и давлению насыщенных паров при заданных исходных данных. При этом для получения меньшего предела регулирования объем резервуара надо увеличивать.

В качестве примера на рис. 51 приведен график зависимости $\Delta t_{\text{рег}} = f(V_{\text{р}}/V_{\text{к}})$, полученный на основании изложенной методики

для ГРТТ со следующими исходными данными: $L_{ТТ}=0,98$ м; $L_{Н}=0,2$ м; $L_{К}=0,78$ м; $d_{н}=0,011$ м; $d_{вн}=0,01$ м; фитиль — два слоя сетки $0,071 \times 0,14$ мм, толщина фитиля $\delta_{ф}=0,25$ мм; теплоноситель — вода; условия теплообмена — естественная конвекция.

Как видно из рис. 51, уже при $V_p/V_k=5$ нет смысла увеличивать объем газового резервуара.

Способность ГРТТ стабилизировать температуру источника становится особенно наглядной, если сравнить рабочие характеристики обычной и газорегулируемой тепловых труб. Если в обычной тепло-

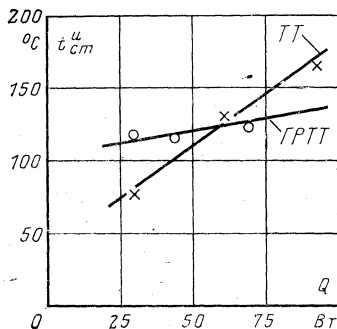


Рис. 52. Сравнение результатов эксперимента обычной и газорегулируемой тепловых труб. (с воздушным охлаждением).

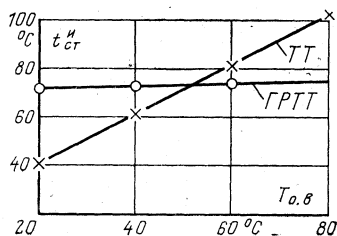


Рис. 53. Сравнение результатов эксперимента обычной и газорегулируемой тепловых труб. (с водяным охлаждением).

вой трубе переход к новому значению переносимой энергии связан с существенным изменением температурного уровня, то ГРТТ позволяет переносить различные тепловые потоки при более узком изменении температуры стенки испарителя, а следовательно, и источника. Это видно на рис. 52, где приведены результаты эксперимента для одной и той же тепловой трубы, работающей с газовым резервуаром $V_p=140 \cdot 10^{-6}$ м³ и без него в условиях естественной конвекции (параметры этой тепловой трубы были приведены выше).

Тепловые трубы с водяным охлаждением имеют отличительные особенности по сравнению с тепловыми трубами, работающими в условиях конвекции воздуха, так как высокие коэффициенты теплообмена в конденсационной зоне соответствуют малым разностям температур между стенкой конденсационной зоны и охлаждающей водой. Такой отвод тепла даже для обычной тепловой трубы является стабилизирующим фактором для зоны конденсации. Вместе с тем стабилизация температуры в зоне испарения осложняется из-за увеличения кратности минимальной и максимальной тепловой нагрузки на порядок и более по сравнению с ГРТТ, охлаждаемой газовым потоком.

Температура испарителя увеличивается с ростом удельной рассеиваемой мощности не столько потому, что повышается общий температурный уровень (как это было при естественном воздушном

охлаждения), сколько из-за того, что увеличение удельной рассеиваемой мощности при постоянном термическом сопротивлении $R_{\text{тн}}$ приводит к увеличению разности температур между стенкой испарителя и паром. Тем не менее, газорегулируемые тепловые трубы с водяным охлаждением, как видно из рис. 53, имеют явные преимущества по термостабилизирующим свойствам по сравнению с обычными тепловыми трубами с тем же охлаждением.

Таким образом, зная уровень рассеиваемой мощности, поверхность термостатирования и точность поддержания температуры радиоэлектронного устройства при заданных условиях эксплуатации можно, пользуясь изложенными в этой главе материалами, рассчитать основные параметры газорегулируемой тепловой трубы и спроектировать систему термостатирования этого устройства.

Конструкции устройств, поддержание температуры которых осуществляется с помощью газорегулируемых тепловых труб, описаны в [2, 24, 36, 37, 38].

Глава шестая

ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

16. Изготовление элементов и сборка конструкции

При создании систем охлаждения и термостатирования на основе тепловых труб одним из наиболее ответственных этапов является разработка технологии их изготовления. Однако до недавнего времени основное внимание в работах, посвященных исследованию данных систем, уделялось изучению физических процессов, определяющих их функционирование. В настоящее время в связи с расширением применения тепловых труб в РЭА появились отечественные и зарубежные работы, посвященные технологиям их изготовления. Кроме того, в результате проведения испытаний и эксплуатации систем охлаждения и терморегулирования на основе тепловых труб накоплен некоторый опыт, который может явиться предметом анализа с целью определения наиболее перспективных технологических процессов.

Основными элементами конструкции тепловых труб являются герметичный корпус и фитиль. В ряде случаев конструкции тепловых труб, применяемых для охлаждения РЭА, включают как один из элементов теплообменник для отвода тепла в охлаждающую среду. В большинстве случаев причиной этому является то, что монтаж и сборка теплообменника с готовой тепловой трубой технологически невозможны.

Технология изготовления отдельных элементов тепловых труб определяется особенностями их конструкции и геометрической формой. Поэтому проведем предварительно классификацию тепловых труб, которая будет определять подход к разработке технологии их изготовления.

Как показывает имеющийся практический опыт с точки зрения технологии, наиболее существенными признаками при проведении классификации конструкции теп-

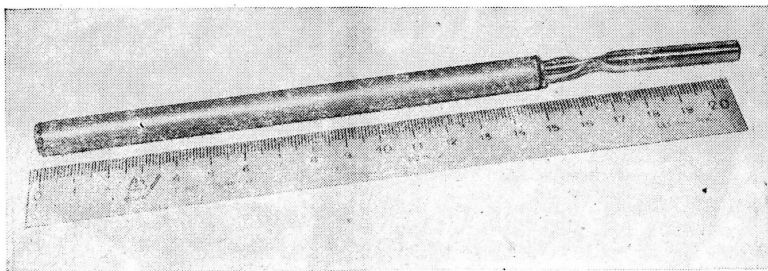


Рис. 54. Цилиндрическая тепловая труба.

ловых труб являются тип фитиля и способ его соединения со стенками корпуса. Используя данные признаки, конструкции тепловых труб можно классифицировать следующим образом:

- а) со свободно вложенными пористыми фитилями;
- б) с пористыми фитилями, соединяемыми со стенками корпуса;
- в) с канавочными фитилями.

Простейшим примером тепловой трубы со свободно вложенным пористым фитилем является цилиндрическая тепловая труба с сеточным фитилем. На рис. 54 изображена конструкция такой тепловой трубы, изготовленной из нержавеющей стали 1Х18Н10Т. Цилиндрическая часть корпуса изготовлена из стандартной трубы диаметром 10 и толщиной стенки 0,5 мм. Сеточный фитиль представляет собой один слой сетки № 0,08×0,055 (ГОСТ 3584-73). Торцевые заглушки изготовлены путем механической обработки.

После того, как были изготовлены отдельные элементы конструкции, они были очищены, промыты в ультра-

звуковой ванне и обезжирены. Тщательность проведения данных операций определяет качество рабочей поверхности трубы (а следовательно, ее функциональную способность), а также стойкость к коррозии внутренней поверхности корпуса и фитиля, находящихся в непосредственном контакте с теплоносителем. В ряде случаев целесообразно проводить пассивацию фитиля и корпуса тепловой трубы, так как по имеющимся в настоящее время в литературе многочисленным данным капиллярные свойства фитиля после этого значительно улучшаются.

Сборка элементов конструкции тепловой трубы проводилась в следующей последовательности. Фитиль сворачивался на цилиндрической оправке и вводился в корпус. После этого с помощью той же оправки обеспечивалось хорошее прилегание фитиля к стенкам корпуса и оправка выводилась из корпуса. Затем проводились механическая сборка и приварка на лазерной установке торцовых заглушек, после чего заправочный штуцер трубы закрывался технологической пробкой из фторопласта, предохраняющей от загрязнения внутреннюю поверхность тепловой трубы. На этом механическое изготовление тепловой трубы заканчивалось.

При изготовлении тепловой трубы из нержавеющей стали, описанной в [4], сеточный фитиль, вставленный в цилиндрический корпус, уплотнялся с помощью специальной протяжки из нержавеющей стали.

Свободно вставляемый фитиль может также изготавливаться в виде труб из пористого материала или спеченных сеток. Например, фитиль тепловой трубы, описанный в [4], изготовлен следующим образом. Нержавеющая сетка навивалась в восемь слоев на медную трубу, после чего вся сборка протягивалась через фильтры. Затем медь растворялась, а сетка спекалась путем нагрева в вакууме при температуре 1000°C.

Приведенные примеры наглядно иллюстрируют технологию изготовления простейших тепловых труб. Изготовление таких тепловых труб весьма несложно и может проводиться даже в лабораторных условиях.

В общем случае отличия технологии изготовления цилиндрических тепловых труб со свободно вложенными пористыми фитилями от описанной выше незначительны. Так, например, для обеспечения более надежного крепления фитиля в корпусе может быть использована

распорная пружина, а вместо сварки лазером могут быть использованы микроплазменная, электронно-лучевая сварка, а также пайка различными припоями и даже склеивание элементов корпуса с помощью высокопрочных клеев (см. рис. 34). Следует отметить, что наиболее эффективной сваркой элементов конструкции тепловых труб является электронно-лучевая, так как она обеспечивает минимальную зону разогрева, отсутствие термических напряжений и загрязнения внутреннего объема тепловой трубы и ее фитиля, а также высокую стойкость к коррозии сварного соединения. Однако использование данного метода требует сложного оборудования. Кроме того, применение его весьма затруднительно при изготовлении тепловых труб сложной геометрической формы.

Для практического применения, основываясь на имеющемся опыте, следует рекомендовать лазерную или микроплазменную сварку, которые и являются в настоящее время наиболее распространенными методами соединения элементов конструкции тепловых труб. Перечисленные способы соединения элементов конструкции тепловых труб используются и при изготовлении других типов труб, технология изготовления которых описывается ниже.

Для тепловых труб, форма которых отличается от цилиндрической (плоская или комбинированная), технология изготовления значительно усложняется. Рассмотрим пример изготовления тепловой трубы с комбинированным корпусом и свободно вложенным сеточным фитилем (см. рис. 45). Для надежной работы тепловой трубы в данном случае требовалось обеспечить жесткость плоских секций трубы при ее вакуумировании и достаточное прижатие фитиля к стенке корпуса. Выполнение этих требований обеспечивалось конструктивно с помощью складок на фитиле, которые одновременно являлись механическими опорами, увеличивающими жесткость корпуса при наличии избыточного внешнего давления, а также прижимали плоские участки фитиля к стенке корпуса. Такое конструктивное исполнение фитиля привело к усложнению технологии его изготовления. Например, потребовалось изготовление специальных приспособлений для формовки фитиля и оправок, с помощью которых проводилось введение фитиля в корпус трубы.

Усложнение геометрической формы корпуса привело к тому, что фитиль пришлось делать из двух секций, а затем (при сборке тепловой трубы) осуществлять стыковку этих секций, что потребовало обеспечения повышенной точности геометрических размеров фитиля. Это говорит о том, что технология изготовления тепловых труб со вставными фитилями может быть весьма сложной и в любом случае требует высокой культуры производства.

Практический опыт изготовления тепловых труб показывает, что при использовании в конструкциях свободно вложенных фитилей весьма затруднительно обеспечить воспроизводимые теплофизические параметры труб, что весьма важно при их промышленном производстве. С этой точки зрения более перспективными являются фитили, соединенные со стенками корпуса или канавочные фитили.

Технология изготовления тепловых труб с соединенными фитилями может быть различной. Примеры изготовления таких тепловых труб с сеточными фитилями описаны в [40]. Первый способ предполагал предварительное электролитическое покрытие сетки и стенок корпуса индием или оловом, их последующую сборку и, наконец, нагревание в печи (200°C для индия и 275°C для олова). Эксперименты показали, что такая технология обеспечивает надежное соединение фитиля со стенкой при наличии достаточной проницаемости фитиля для жидкости в осевом направлении.

При изготовлении тепловой трубы другим способом использовалась диффузионная сварка сеточного фитиля из нержавеющей стали со стенкой корпуса из того же материала. Сварка производилась с прижатием сетки к стенке корпуса с усилием 10^5 Па, после чего труба выдерживалась в вакуумной печи при температуре 1100°C в течение 2 ч. Следует отметить, что такая технология обеспечивает одновременно со сваркой корпуса и фитиля и обезгаживание материала конструкции тепловой трубы, что весьма важно для качественного ее изготовления.

В обоих описанных примерах основной проблемой при соединении фитиля со стенкой корпуса являлось обеспечение их надежного прижатия друг к другу. Для этого использовалась эластичная оболочка из силиконового каучука, вводившаяся в корпус тепловой трубы,

давление в которой повышалось до необходимого при пайке или сварке фитиля со стенкой корпуса. В том случае, когда технологический процесс соединения фитиля с корпусом требует нагрева до температуры, превышающей допустимую для использования силиконового каучука, эластичная оболочка может быть изготовлена из фольги из нержавеющей стали.

В ряде случаев соединение сеточного фитиля с корпусом успешно проводилось с помощью прокатки или горячей круговойковки. При этом в корпус трубы вводилась специальная оправка.

Технологию механического изготовления тепловых труб, предполагающую соединение фитиля с корпусом, следует считать эффективной, так как при этом обеспечивается большая, по сравнению со свободно вложенными фитилями, надежность конструкции (особенно при воздействии механических нагрузок), а также повышается вероятность воспроизводимости теплофизических характеристик трубы, что, в частности, достигается строгим регулированием механической нагрузки на конструкцию при пайке или сварке фитиля со стенками корпуса.

Другим типом тепловых труб являются трубы с канавочными фитилями, в которых капиллярную структуру образуют канавки, нанесенные непосредственно на внутреннюю поверхность тепловой трубы. Канавки могут наноситься механическим или другим способом как на заготовки в виде труб, так и на заготовки в виде листа, который затем формируется и сваривается в заданный профиль. Следует отметить, что в первом случае гарантируется наибольшее соответствие профиля и размеров канавок расчетным, тогда как при формовке тепловой трубы из листовой заготовки происходит деформация канавок, которую трудно учесть. В то же время невозможно изготовить тепловые трубы с канавочным фитилем большой длины. Поэтому в настоящее время применяют оба указанных способа изготовления тепловых труб.

Рассмотрим примеры, иллюстрирующие методы нанесения канавок на поверхность корпуса тепловой трубы.

В [4] описывается технология изготовления фитиля в виде резьбовой канавки, нанесенной непосредственно на внутреннюю поверхность заготовки, имеющей форму цилиндрической трубы. Резьба нарезалась на токарном

станке, при этом шаг резьбы обеспечивался соответствующей подачей резца. Для обеспечения необходимой нагрузки резец закреплялся на стержне, проходящем через всю трубу. Для центрирования резца служила втулка, надетая на шлифованную поверхность стержня. Диаметр наружной поверхности втулки, покрытой слоем тефлона, точно был равен внутреннему диаметру трубы. Такая конструкция инструмента позволяла стабильно подавать резец вдоль гладкой внутренней поверхности тепловой трубы, при этом отпадала проблема удаления стружки. Тепловые трубы, изготовленные таким инструментом, имели внутренний диаметр 12 и длину 300 мм. Шаг резьбы составлял 0,2 или 0,3 мм при глубине нарезки от 0,05 до 0,5 мм. Ввиду малой глубины резьбовых канавок для изготовления тепловых труб использовались заготовки из прецезионных труб, размеры которых обеспечивались с повышенной точностью.

Продольные канавки различной конфигурации могут наноситься с помощью протяжки на внутреннюю поверхность заготовок в виде труб. Такой способ был использован для изготовления тепловых труб из алюминия [19].

При нанесении канавок на заготовки корпусов тепловых труб в виде металлических листов также могут быть использованы различные методы механической обработки. Так, при изготовлении изотермической панели для нанесения пазов размером $0,25 \times 0,25$ мм на заготовку в виде медного листа было использовано химическое фрезерование [41], заключающееся в том, что поверхность металла покрывалась светочувствительным материалом, который засвечивался ультрафиолетовым потоком через шаблон с изменяющейся в зависимости от рисунка оригинала прозрачностью и затем проявлялся и подвергался травлению.

В некоторых случаях канавки изготавливаются на электронно-разрядном станке.

Изготовление канавочных фитилей двумя последними способами перспективно, так как отсутствие механических воздействий на заготовку позволяет изготавливать тонкостенные тепловые трубы. Следует отметить, что применение канавочных фитилей в конструкциях тепловых труб позволяет ввести контроль качества изготовления и соответствия параметров фитиля заданным. Такой контроль может проводиться непосредственно после изготовления канавок по фотографиям, выполненным

с большим увеличением. При изготовлении фитилей другого типа такой контроль возможен лишь косвенным методом только после окончательного изготовления тепловой трубы, т. е. во время ее испытаний.

В ряде случаев для повышения предельной теплопередачи тепловых труб их фитиль выполняется с дополнительными артериями, служащими для переноса рабочей жидкости с малым гидравлическим сопротивлением [2]. Технология механического изготовления артерий для тепловых труб и их сборка с основной конструкцией не имеют принципиальных отличий от изложенной выше. Этот вопрос достаточно полно освещен в [2, 4, 5, 19, 20, 40].

17. Заправка тепловых труб теплоносителем

После механического изготовления конструкции тепловой трубы следует один из наиболее ответственных (с точки зрения обеспечения качества) этапов технологического процесса.

В предыдущем параграфе уже говорилось о том, что отдельные элементы конструкции перед их сборкой подвергаются промывке и обезжириванию. Эта операция в значительной степени способствует очистке рабочей полости тепловой трубы от загрязнений, но не может полностью обеспечить требуемую чистоту и качество поверхности фитиля и стенок корпуса, так как после ее проведения выполняется целый ряд технологических операций (сборка, сварка, пайка и т. п.), при которых возможно загрязнение полости тепловой трубы.

Поэтому готовая конструкция тепловой трубы подвергается окончательной очистке и обезжириванию. Проведение этой операции затрудняется ввиду труднодоступности обрабатываемых поверхностей и невозможности визуального наблюдения за проведением операций. В данном случае может быть рекомендован вибровакuumный способ очистки рабочей полости. Тепловая труба закрепляется на вибростенде (рис. 55), и в ее заправочный штуцер, соединенный с вакуумным насосом, вводится патрубок для подачи моющей жидкости. После вакуумирования внутренней полости тепловой трубы до давления 10^{-2} — 10^{-3} мм рт. ст. в нее через патрубок вводится моющая жидкость (этиловый спирт или фреон-113), затем включается вибростенд. После прове-

дения, операции очистки моющая жидкость с растворенными в ней загрязнениями удаляется из тепловой трубы с помощью подачи в полость тепловой трубы газа из специального баллона.

Время очистки и параметры вибронагрузок определяются эмпирически. Следует отметить, что для тепловых труб с типичными для применения в аппаратуре размерами, объемом внутренней полости (до 100 см³) и массой (до 1,5 кг) достаточно высокое качество очистки

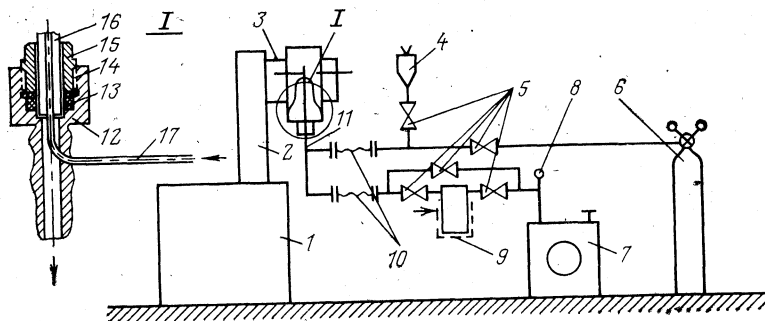


Рис. 55. Установка для вибровакuumной очистки тепловой трубы.

1 — вибростенд; 2 — приспособление для крепления тепловой трубы; 3 — тепловая труба; 4 — емкость с жидкостью; 5 — вентили; 6 — баллон с газом; 7 — вакуумный насос; 8 — вакуумный датчик; 9 — азотная ловушка; 10 — вакуумные шланги — компенсаторы; 11 — трубопровод; 12 — корпус приспособления; 13 — уплотнение; 14 — шайба; 15 — гайка; 16 — заправочный патрубок тепловой трубы; 17 — трубка для подачи жидкости.

можно получить при вибронагрузках с частотой 25—30 Гц и амплитудой 4—5 g при длительности проведения операции очистки 3—4 мин. В установке для очистки тепловых труб могут быть использованы стандартные вибростенды и вакуумные насосы.

Очищенная тепловая труба перед заправкой ее теплоносителем должна быть проверена на герметичность. Этому этапу должна обязательно предшествовать сушка внутренней полости трубы. Необходимость данной операции заключается не только в том, что наличие влаги (в том числе и моющей жидкости) в капиллярно-пористом слое фитиля может отрицательно повлиять на функциональные характеристики трубы, но и в том, что в некоторых случаях оно приводит к ошибкам при определении герметичности корпуса тепловой трубы. Дело в том, что микронеплотности в материале корпуса или

в сварных швах заполняются жидкостью под действием капиллярных сил и не могут быть обнаружены при испытаниях на герметичность.

Сушка тепловых труб может проводиться в вакуумных печах. Режим сушки (время, температура) при этом устанавливается в зависимости от толщины оболочки и допустимой температуры ее нагрева. Продолжительность сушки может быть определена по формуле [42]

$$\tau = \tau_{уд} l_y,$$

где l_y — условная длина канала микронеплотности, мм; $\tau_{уд}$ — удельное время сушки, ч/мм, определяемое из табл. 3.

Т а б л и ц а 3

Температура сушки, °C	Удельное время сушки, ч/мм			
	Остаточное давление в камере, 10^{-3} , Па			
	0,67	2,67	6,67	13,35
20	3,47	3,77	3,86	4,03
30	3,03	3,29	3,51	6,34
40	2,76	2,99	3,25	3,39
50	2,51	2,69	2,91	3,11
60	2,26	2,41	2,60	2,80
70	2,01	2,14	2,3	2,47
80	1,77	1,88	2,01	2,16
90	1,53	1,62	1,73	1,85
100	1,3	1,37	1,46	1,56
120	0,82	0,87	0,93	0,99

После проведения сушки конструкция трубы может быть проверена на герметичность. Контроль герметичности корпуса незаправленной тепловой трубы проводится, как правило, по методике и с использованием средств, обычно применяющихся для этой цели в промышленности. В качестве примера на рис. 56 изображена установка для проверки герметичности корпусов тепловых труб с помощью гелиевого масс-спектрометрического теческатора (например, ПТИ-7А). Тепловая труба, помещенная в герметичную камеру, соединяется через заправочный штуцер с вакуумным постом и теческатором, который в случае негерметичности корпуса трубы регистрирует наличие гелия, подаваемого под давлением в предварительно откакумированную камеру. При установлении негерметичности корпуса трубы местоположение течи определяется с помощью того же теческатора путем обдува корпуса трубы струей гелия. Те-

чи в корпусе тепловой трубы в некоторых случаях удается ликвидировать путем вторичной подварки, пайки и т. п.

После проверки на герметичность тепловая труба готова для заправки теплоносителем.

В ряде случаев перед заправкой тепловых труб теплоносителем проводят обезгаживание материала конструкции тепловой трубы с целью удаления адсорбиро-

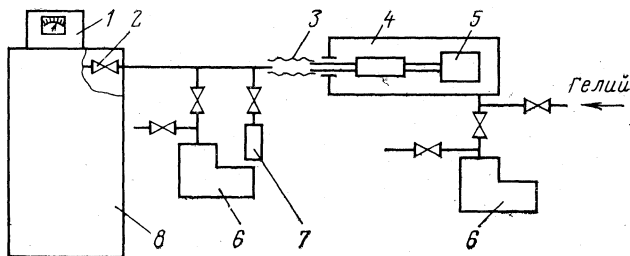


Рис. 56. Установка для проверки герметичности корпусов тепловых труб.

1 — выносной прибор теченскателя; 2 — дроссельный кран; 3 — вакуумный шланг; 4 — гелиевая камера; 5 — тепловая труба; 6 — вакуумный насос; 7 — контрольная течь; 8 — теченскатель.

ванных газов, которые при работе тепловой трубы ведут себя как неконденсирующийся газ и приводят к ухудшению работоспособности тепловой трубы.

Для обезгаживания тепловой трубы, как правило, ее нагревают с одновременным вакуумированием. В тех случаях, когда конструкция тепловой трубы не допускает ее нагрева до требуемой температуры, обезгаживание может проводиться при более низких температурах при наложении на тепловую трубу ультразвуковых колебаний и вакуумирования ее полости.

Здесь же следует отметить, что в настоящее время необходимость в обезгаживании материала конструкции низкотемпературных тепловых труб окончательно не выяснена, так как до сих пор еще не определено, насколько адсорбированный поверхностью тепловой трубы газ может ухудшить рабочие параметры тепловых труб.

В специальной литературе описывается ряд способов, применяемых в настоящее время для заправки низкотемпературных тепловых труб. Однако принципиально можно выделить два различных метода заправки.

Первый метод, называемый «выпариванием» или «кипячением» теплоносителя, заключается в том, что в полость трубы вводят требуемое количество теплоносителя, обеспечивая при этом посредством соответствующего наклона трубы расположение объема теплоносителя в дальней от заправочного штуцера зоне. Затем нагревают теплоноситель в трубе до температуры кипения. Пары теплоносителя, накапливаясь, вытесняют имеющийся в тепловой трубе воздух, который выходит через заправочный штуцер. После появления из заправочного штуцера струи пара штуцер герметизируют. Процесс заправки может контролироваться путем непрерывного определения температурного распределения по длине тепловой трубы.

Достоинствами данного метода является его простота и отсутствие сложного вакуумного оборудования. Однако использование данного метода во многих случаях не позволяет обеспечить надежное удаление воздуха из объема тепловой трубы, а также стабильность качества заправки и количества заправляемого теплоносителя. Кроме того, данный метод неприменим в том случае, когда тепловая труба имеет сложную геометрическую форму (например, разветвленную). Поэтому данный метод обычно не рекомендуют для промышленного изготовления тепловых труб. В то же время использование такого метода заправки в лабораторных условиях при проведении различного рода исследований тепловых труб вполне оправдано.

Второй метод, наиболее предпочтительный для промышленного использования, предполагает заправку теплоносителя в заранее вакуумированную полость тепловой трубы. Теплоноситель перед заправкой обычно обезгаживается путем дистилляции или вакуумирования в специальной емкости.

Заправка теплоносителя в вакуумированную полость тепловой трубы может проводиться из специальной мерной емкости или с помощью шприца, игла которого вводится через резиновый шланг, соединяющий заправочный штуцер с вакуумной системой [43]. В ряде случаев заправка производится парами теплоносителя [44].

Как показывает опыт, при заправке тепловых труб малыми объемами теплоносителя ($0,1-0,5 \text{ см}^3$ и менее) возникает проблема его точной дозировки. В этом слу-

чае можно рекомендовать способ заправки, описанный в [45], в соответствии с которым требуемое количество теплоносителя заливается в трубу и замораживается в ней, после этого тепловая труба вакуумируется и герметизируется.

Способ герметизации определяется конструкцией тепловой трубы и материалом, из которого изготовлен заправочный штуцер. Одним из наиболее перспективных способов герметизации является «холодная» диффузионная сварка, широко используемая в промышленности для герметизации электровакуумных и других приборов и устройств. Для этих целей заправочный штуцер изготовляют из бескислородной меди с водородным отжигом или из алюминиевого сплава или никеля. Следует отметить, что наличие следов влаги в штуцере препятствует в некоторых случаях обеспечению его надежной герметизации. Поэтому технология герметизации должна предусматривать меры по удалению влаги из зоны герметизации (например, нагрев этой зоны). В ряде случаев для герметизации тепловых труб может быть использована наплавляемая заглушка [44] или контактная сварка.

Герметизация заправочного штуцера является заключительной операцией в технологическом процессе изготовления тепловой трубы.

18. Проверка герметичности тепловых труб после их заправки

Качество изготовленной тепловой трубы во многом определяется ее герметичностью. Поэтому весьма важной является проверка тепловой трубы на отсутствие течи в месте герметизации заправочного штуцера. В настоящее время этот вопрос является наиболее актуальным при разработке технологии изготовления тепловых труб. В тоже время уже сейчас можно рекомендовать некоторые методы, использование которых во многих случаях позволит с достаточной точностью определить герметичность заправленных тепловых труб.

Один из таких методов заключается в следующем.

В качестве индикаторного газа используют пары теплоносителя, заправленного в тепловую трубу. Тепловую трубу нагревают, повышая давление насыщенных

паров теплоносителя и соответствующим образом регистрируя их в зоне герметизации штенгеля.

При проверке тепловых труб, заправленных фреонами, проверка герметичности зоны герметизации может проводиться с помощью галлоидного течеискателя типа ГТИ-6 методом щупа [43]. При этом обнаруживаются микронеплотности с величиной потока до $1,33 \cdot 10^{-7}$ м³Па/с.

Для обнаружения паров аммиака могут быть использованы индикаторные пасты и ленты, цвет которых изменяется в присутствии паров аммиака [46]. При этом разрешающая способность составляет $1,33 \cdot 10^{-8}$ м³ Па/с.

Проверка герметичности тепловых труб, заправленных водой, этиловым спиртом, ацетоном и некоторыми другими жидкостями, этим методом невозможна. Как показывает имеющийся опыт, наиболее эффективным методом проверки герметичности является определение характера поля температуры вдоль тепловой трубы. Как известно, если в зоне отвода тепла в паровом канале работающей тепловой трубы есть неконденсирующийся газ, то он образует «пробку», препятствующую проникновению паров теплоносителя к поверхности конденсации. Поверхность тепловой трубы на участке, занятом газовой пробкой, имеет температуру, существенно меньшую, чем температура остальной части поверхности тепловой трубы в зоне отвода тепла. При этом граница между объемом, занятым паром и неконденсирующимся газом, во многих случаях достаточно четко выражена. Изменение количества неконденсирующегося газа в объеме тепловой трубы приводит к перемещению границы пар — газ, а следовательно, и к перемещению местоположения излома линии, соответствующей температурному распределению по поверхности тепловой трубы. Регистрируя приращение объема газа в тепловой трубе и время, в течение которого оно произошло, можно определить значение массового потока через имеющуюся течь. Таким образом, испытание на герметичность в данном случае заключается в определении через некоторые промежутки времени температурного поля трубы при фиксированном значении температуры пара.

Для обеспечения и поддержания постоянной температуры пара может быть использован обычный жидкостный термостат. В то же время для определения поля температуры необходимы средства, позволяющие опре-

делять непрерывное распределение температуры. В том случае, если температурное поле опеределается дискретно, например термопарами или датчиками в нескольких контрольных точках, трудно установить точное положение границы раздела пар — газ, в результате этого точность метода значительно снижается. Для определения распределения температуры можно рекомендовать термовизоры или более простые средства, такие как термо-

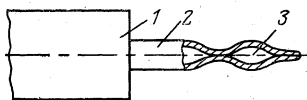


Рис. 57. Проверка конструкции заправочного штуцера тепловой трубы.

1 — корпус тепловой трубы; 2 — штуцер; 3 — объем, заполненный гелем.

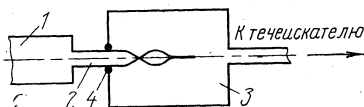


Рис. 58. Схема проверки герметичности штуцера тепловой трубы.

1 — корпус тепловой трубы; 2 — штуцер; 3 — герметичная емкость; 4 — уплотнение.

краски или холестеристические жидкие кристаллы [47]. Использование последних, как показал опыт, является наиболее эффективным при определении негерметичности тепловых труб косвенными методами.

Следует отметить, что использование описанного косвенного метода не всегда возможно. Ограничения по его использованию определяются в основном следующими факторами: 1) для тепловых труб, изготовленных из такого теплопроводного материала, как, например, медь, при наличии осевой теплопроводности местоположение границы пар — газ трудно установить; 2) разрешающая способность метода в значительной мере снижается при малых значениях осевого теплового потока, когда четкая граница раздела пар — газ сменяется диффузионной двухкомпонентной зоной; 3) данный метод трудно использовать для тепловых труб сложной геометрической формы.

Все перечисленные выше методы проверки герметичности зоны герметизации заправочного штуцера имеют один недостаток, снижающий их надежность. Как уже говорилось, микронеплотности могут затягиваться жидкостью под действием капиллярных сил, что создает видимость отсутствия течи и приводит к ошибке при определении герметичности тепловой трубы. Существует

другой способ проверки, свободный от перечисленных выше недостатков и пригодный для использования при любой конструкции тепловой трубы, заправленной любым теплоносителем. Метод заключается в том, что в результате двукратной герметизации заправочного штуцера создается камера (рис. 57), в которую после первой герметизации вводят контрольный газ (например, гелий).

Для контроля герметичности тепловая труба помещается в вакуумную камеру или (если это возможно) на заправочный штуцер устанавливается съемная герметичная камера (рис. 58), в которой создается вакуум. В случае негерметичности штуцера контрольный газ вытекает в вакуумную камеру и регистрируется с помощью присоединенного к ней масс-спектрометрического «течеискателя».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лыков А. В.** Тепломассообмен (справочник). М.: Энергия. 1972. 560 с.
2. **Низкотемпературные** тепловые трубы для летательных аппаратов/ Воронин В. Г., Ревякин А. В., Сасин В. Я., Тарасов В. С. М.: Машиностроение, 1976. 200 с.
3. **Sun K. H., Tien C. L.** Simple conduction model for theoretical steady—state heat pipe performance. — AIAA Journal, 1972, vol. 10, № 8, p. 1051—1057.
4. **Тепловые трубы:** Пер. с англ. и нем./ Под ред. Э. Э. Шпильрайна. М.: Мир, 1972. 420 с.
5. **Исследования** в области тепловых труб. — Астронавтика и ракетодинамика, 1974, № 3, с. 1—20.
6. **Воронин В. Г., Ревякин А. В., Тарасов В. С.** Исследование горизонтальной тепловой трубы. — Холодильная техника, 1972, № 9, с. 25—27.
7. **Сасин В. Я.** Интенсивность теплопередачи в испарительной части тепловых трубок. — Труды МЭИ. Тепло-массообменные процессы и аппараты. Вып. 198, 1974, с. 73—79.
8. **Горбис Э. Р., Смирнов Г. Ф., Мищенко Л. Н.** Исследование некоторых характеристик теплоотводов. — В кн.: Холодильная техника и технология. Киев: Техника, 1971, № 12, с. 23—30.
9. **Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.** Теплопередача. М.: Энергия, 1969. 440 с.
10. А. с. 381850 (СССР). Фитиль тепловой трубки/ Вербя М. И., Мауэрман М. М., Ревякин А. В., Сасин В. Я., Тарасов В. С., Федоров В. Н. и др. — Оpubл. в бюл. «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1973, № 22.
11. **Вейник А. И.** Приближенный расчет процессов теплопроводности. М.: Госэнергоиздат, 1959. 184 с.
12. **Дульнев Г. Н., Тарновский Н. Н.** Тепловые режимы электронной аппаратуры. Л.: Энергия, 1971. 248 с.
13. **Ярышев Н. А.** Теоретические основы измерения нестационарных температур. Л.: Энергия, 1967. 300 с.
14. **Marcus V. D., Fleishman G. L.** Steady-state and transient performance of hot reservoir gas controlled heat pipes. — ASME Paper, 1970, № 70-HT/SpT-II. 8 p.
15. **Смирнов Г. Ф.** Основы расчета эффективности системы с низкотемпературными тепловыми трубами. — Инженерно-физический журнал, т. 28, 1975, № 2, с. 197—207.
16. **Влияние** свойств теплоносителя, геометрии и тепловых режимов приборов, охлаждаемых жидкостью, на основные параметры систем охлаждения/ Киселев В. И., Сильверстов В. М., Казакова Г. Н. и др. — В кн.: Вопросы радиоэлектроники, серия «Тепло-

вые режимы, термостатирование и охлаждение РЭА», 1971, вып. 1, с. 105—115.

17. Волохов В. А., Хрычиков Э. Е., Киселев В. И. Системы охлаждения теплонапряженных радиоэлектронных приборов. М.: Советское радио, 1975. 142 с.

18. Фаворский О. Н., Каданер Я. С. Вопросы теплообмена в космосе. М.: Высшая школа, 1972. 280 с.

19. Новые исследования и разработки в области тепловых труб. — Астронавтика и ракетодинамика, 1975, № 21, с. 1—15.

20. Новое в теории и практике тепловых труб. — Астронавтика и ракетодинамика, 1975, № 46, с. 1—17.

21. Исследование характеристик капиллярного впитывания фитилей тепловых труб/ Семена М. Г., Касторнов А. Г., Гершуни А. Н. и др. — Инженерно-физический журнал, т. 27, 1974, № 6, с. 1009—1014.

22. Николаев Н. С., Тарасов В. С. Оптимизация геометрических параметров плоской артериальной тепловой трубы. — Инженерно-физический журнал, т. 24, 1975, № 4, с. 29—30.

23. Дульнев Г. Н., Семяшкин Э. М. Теплообмен в радиоэлектронной аппаратуре. Л.: Энергия, 1968. 360 с.

24. Елисеев В. Б., Сергеев Д. И. Что такое тепловая труба? М.: Энергия, 1971. 136 с.

25. Конструирование микроэлектронной аппаратуры/ Под ред. Высоцкого Б. Ф. М.: Советское радио (серия «Электроника»). 1975. 122 с.

26. Стреб А. Тепловые трубки для малогабаритных охлаждающих систем. — Электроника, 1974, № 25, с. 34—39.

27. А. с. 436964 (СССР). Способ работы тепловой трубы/ Васильев Л. Л. — Оpubл. в бюл. «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1974, № 27.

28. А. с. 450059 (СССР). Тепловая труба/ Алексеев В. А., Воронин В. Г., Ревякин А. В. и др. — Оpubл. в бюл. «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1974, № 42.

29. Орнатский А. П., Семена М. Г., Тимофеев В. И. Оболочка для охлаждения и термостабилизации электронных приборов СВЧ. — В кн.: Вопросы радиоэлектроники, серия «Тепловые режимы, термостатирование и охлаждение РЭА», 1975, вып. 3, с. 29—34.

30. Применение тепловых труб для охлаждения полупроводниковых элементов в блока питания/ Арефьев В. А., Алексеев В. А., Васильева И. К. и др. — В кн.: Полупроводниковые приборы в технике электросвязи, вып. 15, М.: Связь, 1975, с. 164—170.

31. А. с. 405000 (СССР). Системы охлаждения оборудования/ Воронин В. Г., Ревякин А. В., Тарасов В. С. и др. — Оpubл. в бюл. «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1973, № 44.

32. А. с. 438155 (СССР). Устройство для охлаждения/ Барабаш М. Б., Моисеев А. В., Новицкая Т. И. и др. — Оpubл. в бюл. «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1974, № 28.

33. А. с. 449213 (СССР). Тепловая труба/ Герасимов Ю. Ф., Шеголев Г. Т., Майданик Ю. Ф. и др. — Оpubл. в бюл. «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1974, № 41.

34. Низкотемпературные тепловые трубы с отдельными каналами для пара и жидкости/ Герасимов Ю. Ф., Майданик Ю. Ф.,

Щеголев Г. Т. и др. — Инженерно-физический журнал, т. 28, 1975, № 6, с. 957—960.

35. **Некоторые** результаты исследования низкотемпературных тепловых труб, работающих против поля тяжести/ Герасимов Ю. Ф., Майданик Ю. Ф., Долгирев Ю. Е. и др. — Инженерно-физический журнал, т. 30, 1976, № 4, с. 581—586.

36. **Смирнов Г. Ф., Барсуков В. В., Мищенко Л. Н.** Исследование характеристик газорегулируемых тепловых труб. — В кн.: Вопросы радиоэлектроники, серия «Тепловые режимы, термостатирование и охлаждение РЭА», 1973, вып. 3, с. 23—29.

37. **Васильев Л. Л., Конев С. В.** Тепло- и массоперенос в тепловых трубах, содержащих неконденсирующийся газ. — Инженерно-физический журнал, т. 25, 1973, с. 254—260.

38. **Галактионов В. В., Сасин В. Я., Шаля О. М.** Влияние условий теплообмена с окружающей средой в конденсаторе ГРТТ на параметры регулирования. — Труды МЭИ, Тепломассообменные процессы и аппараты. Вып. 198, 1974, с. 80—88.

39. **Регулирование** рабочих характеристик тепловых труб в области умеренных температур. Вторая международная конференция по тепловым трубам. Секция 7/ В. В. Галактионов, В. Я. Сасин, О. М. Шаля, Л. В. Долгорукова. Штуттгарт, 1973, 12 с.

40. **Katzoff S.** Heat pipes and vapor chambers for thermal control of spacecraft. N. Y. — London, — Acad. Press, 1967, p. 761—818.

41. **Экспериментальное** исследование тепловых труб для космических аппаратов и энергетических установок. — «Астронавтика и ракетодинамика». 1976, № 10, с. 1—47.

42. **Ланис В. А., Левина Л. Е.** Техника вакуумных испытаний. М.: Госэнергоиздат, 1963. 264 с.

43. А. с. 465527 (СССР). Способ заполнения тепловой трубы/ Белявский Л. Б., Жогин А. Я., Киселев В. П. и др. — Оpubл. в бюл. «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1975, № 12.

44. А. с. 482603 (СССР). Устройство для заправки тепловых труб теплоносителем/ Шекриладзе И. Г., Топурцы И. И., Русишвили Д. Г. и др. — Оpubл. в бюл. «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1975, № 32.

45. А. с. 344237 (СССР). Способ изготовления тепловой трубы/ Вузкий А. Е., Дорожнов В. Л. — Оpubл. в бюл. «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1972, № 21.

46. А. с. 294848 (СССР). Состав для изготовления индикаторных лент/ Хаврошкина Е. И., Иванов Ю. А., Чихарева З. И. и др. — Оpubл. в бюл. «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1971, № 7.

47. **Чистяков И. Г.** Жидкие кристаллы. М.: Наука, 1966. 123 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава первая. Основы расчета теплопередачи в низкотемпературных тепловых трубах	5
1. Физические основы теплопередачи в низкотемпературных тепловых трубах	5
2. Расчет стационарной теплопередачи в тепловых трубах в условиях одномерной задачи	14
3. Расчет теплопередачи в тепловых трубах с учетом радиальной и осевой теплопроводности	16
4. Расчет нестационарной теплопередачи в тепловых трубах	29
Глава вторая. Инженерные методы расчета систем охлаждения радиоэлектронной аппаратуры на основе тепловых труб	32
5. Исходные данные для расчета	32
6. Тепловой расчет и оптимизация параметров систем охлаждения	35
Глава третья. Основы инженерных методов расчета теплового режима радиоэлектронной аппаратуры, охлаждаемой с помощью тепловых труб	50
7. Особенности тепловых моделей РЭА	50
8. Тепловые модели РЭА первой группы	52
9. Тепловые модели РЭА второй группы	58
10. Тепловой режим РЭА с разветвленной системой охлаждения	63
11. Расчет теплового режима РЭА, имеющей разветвленную систему охлаждения	71
Глава четвертая. Конструирование и применение тепловых труб в радиоэлектронной аппаратуре	76
12. Характерные задачи, решаемые с помощью тепловых труб	76
13. Конструкции систем охлаждения на основе тепловых труб и применение их в РЭА	79
Глава пятая. Газорегулируемые тепловые трубы для термостатирования РЭА	100
14. Физические основы расчета	100
15. Процесс регулирования	104
Глава шестая. Технология изготовления тепловых труб	109
16. Изготовление элементов и сборка конструкции	109
17. Заправка тепловых труб теплоносителем	116
18. Проверка герметичности тепловых труб после их заправки	121
Список литературы	125