

Автореф.
с 50

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
им. М.В. ДОМОНОСОВА

На правах рукописи

СМИРНОВА Жанна Борисовна

УДК 536.24:536.423.4

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ИСПАРЕНИИ В ОТКРЫТЫХ КАПИЛЛЯРНЫХ
КАНАЛАХ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ
И ОПТИМИЗАЦИЯ ИХ ПАРАМЕТРОВ

Переучет 19.87

Специальность 01.04.14 - теплофизика

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Одесса - 1984

Автореф.
с 50

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
им. М.В. ДОМОНОСОВА

На правах рукописи

СМИРНОВА Жанна Борисовна

УДК 536.24:536.423.4

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ИСПАРЕНИИ В ОТКРЫТЫХ КАПИЛЛЯРНЫХ
КАНАЛАХ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ
И ОПТИМИЗАЦИЯ ИХ ПАРАМЕТРОВ

Переучет 19.87

Специальность 01.04.14 - теплофизика

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Одесса - 1984

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Общие тенденции развития радиоэлектроники, электротехники и других областей техники определяются стремлением к микроминиатюризации, повышению компактности при одновременном улучшении таких функциональных характеристик как надежность, помехоустойчивость и быстродействие. Значительное число задач по обеспечению тепловых режимов РЭА можно решить на основе применения низкотемпературных тепловых труб /Т.Т./. Многочисленными исследованиями процессов и характеристики Т.Т. в нашей стране и за рубежом показана перспективность применения Т.Т. с различными вариантами капиллярно-пористых структур: сетчатыми, металловолоконистыми, гофрированными канавчатыми и др. Для подавляющего большинства капиллярных структур Т.Т. существует проблема обеспечения стабильного контакта между фитилем и корпусом Т.Т. Эта проблема отсутствует в Т.Т. с канавчатыми фитилями, и в ряде случаев это преимущество может быть решающим. Большая часть исследований канавчатых тепловых труб посвящена изучению гидродинамических характеристик при течении жидкости в структуре.

Практически отсутствуют исследования теплоотдачи при испарении жидкости в канавках различной формы. Поэтому для Т.Т. с канавками оказывается невозможным расчет термического сопротивления Т.Т. и перепада температур Т.Т.; выбор по минимуму этих характеристик геометрических размеров канавки и параметров системы складывания. Этим, в определенной мере, сдерживается применение Т.Т. с канавчатыми структурами и обосновывается актуальность темы настоящей диссертации.

Цель работы. Определение закономерностей теплоотдачи при испарении жидкости с поверхностей канавчатых структур Т.Т. и по-

Работа выполнена в Одесском технологическом институте пищевой промышленности им. М.В. Ломоносова

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор ЧАЙКОВСКИЙ В.Ф.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, проф. Семена Михаил Григорьевич
кандидат технических наук, Гниличенко Владимир Иванович

Ведущая организация - Институт теплообмена им. А.В.Лыкова АН БССР

v 014781

А/реф. Смирнова
С 50 Теплообмен
при испарении В...
v 014781 1984.

остоится "13" декабря 1984 г.
специализированного совета
технологическом институте пищевой
омоносова: 270039, г. Одесса,
ознакомиться в библиотеке Одесского
пищевой промышленности

"12" ноября 1984 г.

Г.И.ЭЛЬКИН

ОНАХТ 13.06.12
Теплообмен при испар



v014781

v 014781

Одесский технологический институт пищевой промышленности
Библиотека

лучение на этой основе методик расчета оптимальных параметров канавок, обеспечивающих минимум термического сопротивления Т.Т., и оптимальных параметров систем охлаждения с Т.Т., обеспечивающих минимум удельной эквивалентной массы системы.

Научную новизну составили следующие основные результаты:

- данные по эквивалентной теплопроводности канавок прямоугольной и треугольной формы для широких диапазонов изменения геометрических $h/s - b/s$; l/d , физических λ_k/λ_n и режимных R/s параметров, полученные методом электромоделирования на электропроводной бумаге;
- зависимости эквивалентной теплопроводности смоченных канавок различных форм от основных факторов, полученные впервые на основе обработки данных электромоделирования;
- данные экспериментальных исследований локальной теплоотдачи при испарении с канавчатых поверхностей;
- соотношения для расчета оптимальных геометрических параметров канавок, полученные на основе теплогидродинамической модели, определяющей условия минимума полного термического сопротивления Т.Т.;
- данные численной оптимизации параметров системы охлаждения с Т.Т., имеющими канавчатые структуры на участках подвода тепла;
- инженерная методика определения параметров системы охлаждения по минимуму эквивалентной массы.

Результаты исследований позволили сформулировать следующие научные положения настоящей диссертационной работы:

1. Теплоотдача при испарении с канавчатых поверхностей Т.Т. характеризуется относительной эквивалентной теплопроводностью λ_z/λ_n , которая определяется геометрическими параметрами канавок и находится в экспоненциальной зависимости от соотношения ширины канавки и радиуса мениска жидкости.

2. Оптимальные параметры канавчатых поверхностей Т.Т. определяются из условия минимума их термического сопротивления при совместном рассмотрении гидродинамического уравнения для Т.Т. с канавками и полученных методами электромоделирования соотношений для относительной эквивалентной теплопроводности λ_z/λ_n .

Практическая ценность. Рекомендации по расчету термических сопротивлений Т.Т. с канавчатыми поверхностями, инженерная методика выбора оптимальных параметров системы охлаждения переданы предприятию, разрабатывающему системы РЭА, для которых перспективно применение Т.Т. с канавками.

Рекомендация и методика расчета внедрены в практику проектирования.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава и научных сотрудников ОИИИ им. М.В.Ломоносова. Одесса, 1975-1983 гг, на конференциях II, III и IV по "Разработке, изготовлению и исследованию тепловых труб". Киев, 1977, 1979, 1982 гг; на VI Всесоюзной конференции по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах энергетических машин и аппаратов. Ленинград, 1979 г.; на III Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению. Одесса, 1982 г.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 14 работ.

Автор защищает:

Результаты исследований эквивалентной теплопроводности смоченных канавчатых структур тепловых труб, полученные методом электромоделирования на электропроводной бумаге.

Результаты экспериментальных исследований теплоотдачи на

участка испарения Т.Т. с канавками и на канавчатой поверхности.

Теплогидродинамическую модель определения оптимальных геометрических параметров канавок, обеспечивающих минимум термического сопротивления Т.Т.

Алгоритм и результаты численной оптимизации на ЭВМ параметров системы охлаждения по минимуму эквивалентной массы системы охлаждения.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и приложения. Работа изложена на 122 страницах машинописного текста, содержит 61 рисунок, 2 таблицы, список литературы из 66 наименований, приложения на 28 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен анализ состояния вопроса. Показано, что в существующих предложениях по конструктивным формам фитилей Т.Т. существенную долю составляет фитили с канавками различных форм.

Результаты большинства исследований свидетельствуют о том, что:

1. определение капиллярного потенциала при течении жидкости в канавках может производиться на основе предположения о том, что в поперечном сечении граница жидкость-пар представляется дугой окружности;

2. гидравлическое сопротивление движению жидкости в канавках может рассчитываться как сопротивление при ламинарном движении в капилляре с использованием в качестве определяющего размера /эквивалентного/ гидравлического диаметра.

Эти положения приняты автором при проведении исследований по теме диссертации.

Экспериментальные данные по коэффициентам теплоотдачи содержатся лишь в нескольких работах, получены для одного-двух вариантов канавок. В работах МЭИ, Робертса и др. сообщается о расчете коэффициентов теплоотдачи в смоченных канавках при испарении путем решения численным методом плоской задачи теплопроводности.

Данные по таким расчетам приводятся для отдельных конкретных случаев, имеются существенные расхождения /по порядку величин/ у разных авторов. В некоторых работах отмечается, что результаты расчетов зависят от методики численного интегрирования.

В работе ИТМО АН ВССГ предлагается приближенная модель переноса тепла теплопроводностью при испарении в прямоугольной канавке, но результат ее решения исключает влияние теплопроводности жидкости на коэффициент эквивалентной теплопроводности, что не согласуется с опытными данными.

В работе ОТИХП /Мищенко Л.Н./ методами электро моделирования для ограниченного диапазона применения геометрических параметров канавок прямоугольной формы получены зависимости эквивалентной теплопроводности в функции от основных факторов. Но принятый диапазон исследований и тепловая модель обработки данных справедливы для относительно глубоких канавок $h/s > 1$, что не характерно для практики. Выполненный анализ показал, что по существу отсутствуют систематические исследования теплоотдачи при испарении со смоченных канавчатых поверхностей Т.Т., а также обоснованные зависимости коэффициентов теплоотдачи или коэффициентов эквивалентной теплопроводности от основных геометрических, режимных и физических параметров. Видимо, по этой причине неизвестны и работы по оптимизации параметров канавок по минимуму термического сопротивления Т.Т., что требует совмест-

ного решения тепловой и гидродинамической задачи и представляется, в большей степени, согласующимся с прикладными задачами, чем выбор оптимальных параметров по максимуму теплового потока, что предлагается в ряде работ /Франк С., ИТМО АН БССР, МЭИ и др./.

Во второй главе приведено описание установки и методики исследования зависимостей термических сопротивлений канавок различных форм и размеров методами электротепловой аналогии на электропроводной бумаге. В качестве независимых геометрических параметров приняты безразмерные величины: $\angle \alpha$ /для треугольной и трапециевидальной канавок/; h/s ; B/s /для прямоугольной и трапециевидальной канавок/; δ_m/h - относительная толщина подложки. Относительными параметрами, учитывающими влияние режимных факторов, выбраны при электро моделировании: $\delta_{ж}/h$ - относительная толщина пленки жидкости в залитой канавчатой структуре; S/R или $2S/R$ - относительная кривизна мениска жидкости в канавке, зависящая от теплового потока, ориентации Т.Т., длин участков подвода, отвода тепла и транспорта. Большое число независимых параметров требовало изготовления большого числа моделей. Методами электро моделирования было показано, что термическое сопротивление канавки может быть определено как сумма последовательно соединенных термических сопротивлений трех зон для залитых треугольных канавок и двух зон для смоченных прямоугольных и трапециевидальных канавок и треугольных канавок /рис. 1/.

Следовательно, можно ограничиться изучением зависимости коэффициента эквивалентной теплопроводности λ_3 от соответствующих параметров области II. С соблюдением геометрического подобия было изготовлено свыше 400 моделей с моделированием в основании и на поверхности жидкости граничных условий I рода /Т-const/. Склеиванием участков высокоомной и низкоомной бумаги моделирова-

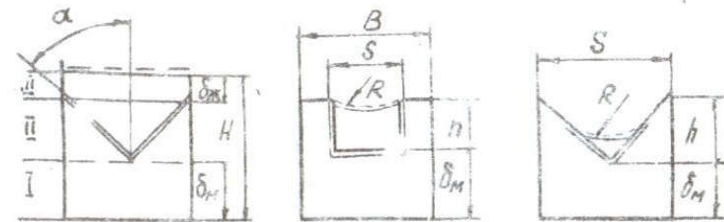


Рис. 1. Тепловые модели канавок.

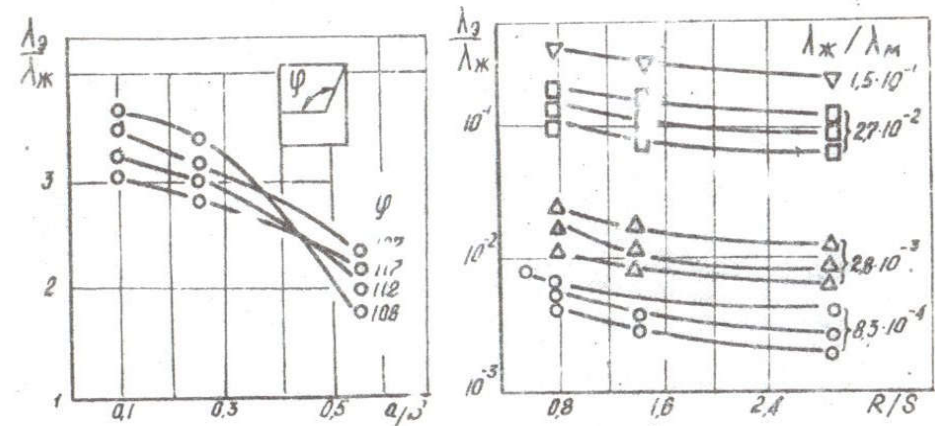


Рис. 2. Частные зависимости $\lambda_3/\lambda_{ж}$ основных параметров.

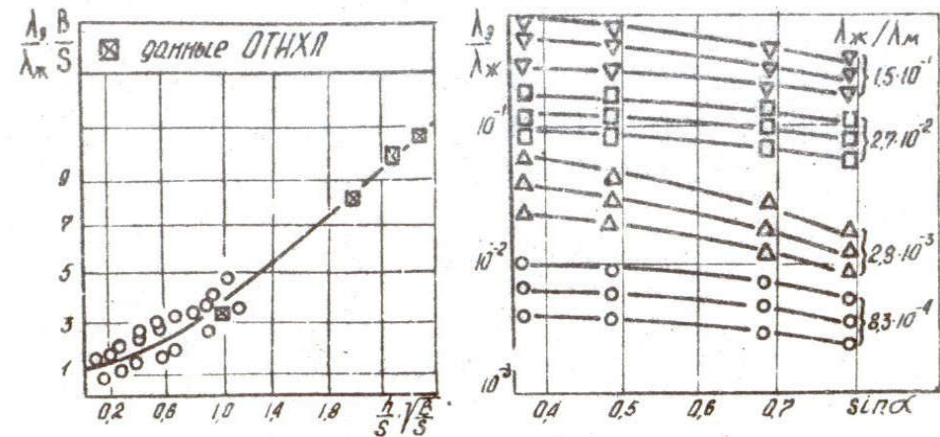


Рис. 3. Обработка данных электро моделирования:

а) прямоугольные канавки; б) треугольные канавки.

лись граничные условия IV рода. На несмоченных поверхностях канавки и плоскостях симметрии моделировались граничные условия II рода $dT/dn = 0$. Высокоомные участки соответствовали области течения жидкости, низкоомные - металлическому скелету.

Отношение измеренных электрических сопротивлений участков высокоомной R_1 , и низкоомной бумаги R_2 , имеющих габаритные размеры, одинаковые с размерами модели, характеризовало соответствующие отношения коэффициентов теплопроводности жидкости и металла $\lambda_{ж}/\lambda_{м} = R_2/R_1$, а измеренное электрическое сопротивление модели R_3 определяло отношение $\lambda'_3/\lambda_{ж}$ или $\lambda'_3/\lambda_{м}$ что позволяло найти искомые значения $\lambda_3/\lambda_{ж}$ или $\lambda_3/\lambda_{м}$. По результатам электро моделирования получены частные зависимости относительной эквивалентной теплопроводности от основных геометрических, физических и режимных параметров, некоторые из них даны на рис. 2.

Для совместного решения тепловой и гидродинамической задачи с целью определения геометрических параметров, обеспечивающих минимум термического сопротивления тепловой трубы, необходимы аналитические зависимости.

Для получения зависимостей, обобщающих данные электро моделирования, предпочтительной оказывается упрощенная обработка данных электро моделирования отдельно для каждого диапазона значений $\lambda_{ж}/\lambda_{м}$, моделирующего то или иное сочетание: конструкционный материал + теплоноситель. Соответствующие зависимости имеют вид:

$$\lambda_3/\lambda_{ж} = \frac{S}{B} \left[1 + C_1 \left(\frac{S}{B} \sqrt{\frac{h}{R}} \right)^m \right] \quad (1)$$

Для треугольных канавок с плоским мениском

$$\lambda_3/\lambda_{ж} = a - b \cdot \sin \alpha \quad (2)$$

Прямоугольные канавки

| Расчетная пара | $\lambda_{ж}/\lambda_{м}$ | C | m |
|--------------------|---------------------------|------|------|
| Сталь + аммиак | 0,03 - 0,04 | 1,58 | 1,64 |
| Нерж. сталь + вода | 0,03 - 0,04 | 1,58 | 1,64 |
| Дюралюм. + аммиак | 0,002 - 0,004 | 2,6 | 1,5 |
| Дюралюм. + вода | 0,002 - 0,004 | 2,6 | 1,5 |
| Алюминий + ацетон | 0,0005 - 0,0006 | 1,59 | 1,47 |

Треугольные канавки

| Расчетная пара | $\lambda_{ж}/\lambda_{м}$ | a | b |
|--------------------|---------------------------|-------|--------|
| Вода + нерж. сталь | 0,03 - 0,04 | 0,112 | 0,0059 |
| Алюминий + ацетон | 0,0003 | 0,006 | 0,0048 |

На рис. 3 приведены в указанной форме обработка и данные электро моделирования ОТИХП, которые согласуются с полученными закономерностями. Влияние заглубленного мениска может быть учтено зависимостью вида

$$\lambda_3/\lambda_{ж} = (\lambda_3/\lambda_{ж})_0 \cdot \exp \left(C_2 \frac{S}{R} \sqrt{\frac{S}{h}} \right) \quad (3)$$

Сопоставить полученные зависимости с известными опытными данными удалось только по диапазону возможных значений $\lambda_3/\lambda_{ж}$, поскольку в нескольких работах, содержащих отдельные опытные данные, отсутствовала необходимая информация для выполнения расчетов по определению R/S и др.

Эти обстоятельства требовали постановки экспериментальных исследований.

В третьей главе приводится описание экспериментальных установок, методик опытного изучения теплоотдачи при испарении на канавчатой поверхности, сообщаются характеристики канавчатых поверхностей, использованных в опытах и технологические приемы нанесения канавок и подготовки Т.Т. с канавка-

ми к работе. В этой же главе приводятся полученные опытные данные, которые сопоставляются с зависимостями по расчету локальной теплоотдачи в канавках, основанными на данных электромоделирования.

Результаты опытов на Т.Т. подтвердили работоспособность этих устройств в сочетании с жидкостной системой охлаждения и показали их существенные преимущества в сравнении с твердыми теплоотводами для теплонагруженных блоков и узлов РЭА.

Для изучения теплоотдачи на канавчатых поверхностях при независимом изменении уровня давления, условий подачи жидкости и плотности теплового потока в условиях, обеспечивающих визуальный контроль качества смачиваемости всей поверхности в течение опытов, создана экспериментальная установка рис. 4.

Рабочий участок представлял латунную поверхность, покрытую канавками, длиной 200 мм, шириной 28 мм.

Опыты проводились при горизонтальном расположении пластины, использовании воды в качестве теплоносителя, в условиях атмосферного давления. Качество дегазации контролировалось по соответствию уровня давления и показаний термометра в паровом объеме. Основные измерения температуры стенки были сосредоточены на участке испарения, что позволило получить распределение температур и локальных коэффициентов теплоотдачи по длине участка испарения. Четкая фиксация мест расположения термометров, положение поверхности испарения, высоты капиллярной подачи жидкости /от уровня жидкости в рабочей камере до поверхности испарения/ позволили надежно рассчитать условия подпитки жидкости по соответствующим гидродинамическим уровням и определить значения относительной кривизны $S/2R$ в различных точках поверхности испарения при различных тепловых нагрузках. Сопоставление опытных данных и расчетных рекомендаций по влиянию режимных факто-

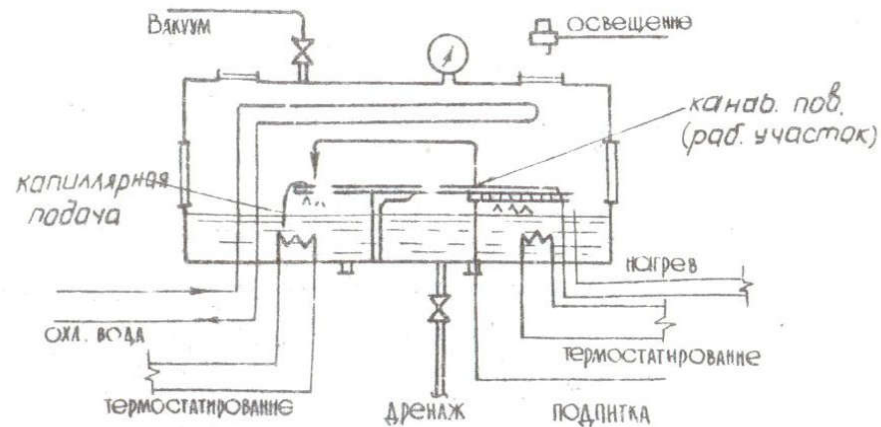


Рис. 4. Схема экспериментальной установки.

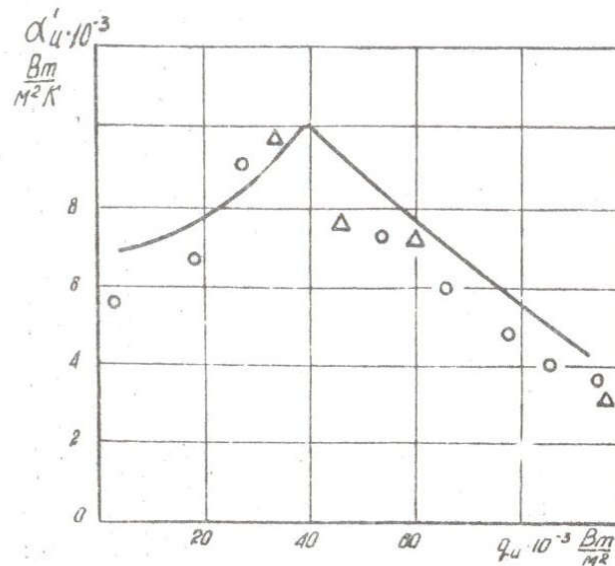


Рис. 5. Изменение локального коэффициента теплоотдачи в канавчатом испарителе в зависимости от плотности теплового потока.

ров /через $2R/S$ /, что представлено на рис. 5, свидетельствует об определенном согласовании полученных на основе данных электро моделирования расчетных формул и экспериментальных результатов по теплоотдаче при испарении с канавчатой поверхности. Подробный анализ погрешности, выполненный в диссертации, показал, что при недостаточном качестве технологии изготовления канавчатой поверхности, приводящем к существенному изменению геометрических параметров канавок, следует ожидать существенного разброса в опытных локальных значениях λ_3 и α_v .

Расчетные оценки, выполненные в работе, дали значения общей относительной погрешности для опытов с Т.Т. $\sim 26\%$, для опытов с канавчатой поверхностью $\sim 16\%$.

Результаты экспериментальных исследований:

1. подтвердили принципиальную работоспособность Т.Т. с канавчатыми структурами для применения в составе системы жидкостного охлаждения; 2. показали приемлимость полученных зависимостей для расчета λ_3 , α для использования при решении прикладных задач. Такими важными задачами являлись задачи оптимизации параметров канавчатых структур Т.Т. и параметров системы охлаждения на их основе.

В четвертой главе обосновывается постановка и излагаются результаты решения задач оптимизации параметров канавчатых структур Т.Т. и систем охлаждения на их основе. В исходных положениях главы 4 доказывалось, что экспериментальным значениям большинства возможных критериев оптимальности /наджность, быстродействие, помехоустойчивость и т.п./ соответствует условие минимума термического сопротивления Т.Т. по внутренним ее параметрам /параметрам капиллярной структуры/ при фиксированных внешних /формы Т.Т., размеров корпуса и отдельных участков, формы и размеры радиатора и т.п./ . Таким образом, оптимизация

системы охлаждения с Т.Т. может быть представлена как процедура, состоящая из решения двух взаимосвязанных задач:

1. Задачи оптимизации параметров капиллярной структуры Т.Т. по минимуму ее полного термического сопротивления.
2. Задачи оптимизации "внешних" параметров Т.Т. и системы охлаждения по выбранному критерию при условии, что каждому рассмотренному сочетанию "внешних" параметров "соответствует" Т.Т. минимального термического сопротивления.

Первая задача решается на основе приближенной гидродинамической модели оптимальной канавчатой капиллярной структуры Т.Т. по минимуму термического сопротивления. В этой модели рассматривается Т.Т. с продольными канавками без артерий. Закономерности движения в канавках предполагают такими же, как и в большинстве работ, посвященных гидродинамике течения в канавках. Исходное дифференциальное гидродинамическое уравнение Т.Т. с канавками записывается в виде:

$$-\frac{6\mu v \theta}{R^2} \cdot \frac{dR}{dx} \geq \text{const} \frac{W' \cdot W'}{d_3^2} \pm \rho' g |\sin \varphi| \quad (4)$$

$$\text{где} \quad d_3 = \frac{4 S_{\text{ж}}}{\pi \mu} \quad W' = \frac{G \cdot B}{\pi \rho' \cdot S_{\text{жс}}} \quad (5)$$

Простое решение уравнения (4) оказывается возможным для двух предельных случаев:

1. при горизонтальной ориентации когда действием сил тяжести можно пренебречь;
2. при произвольной ориентации, но слабом влиянии изменения расхода жидкости на участках испарения и конденсации на полное гидравлическое сопротивление.

В первом случае интегрирование (4) приводит к уравнению

$$\frac{2 \cdot Q \cdot \pi^2 \cdot B}{\pi \mu} \cdot \frac{V'}{2 \cdot \theta} \cdot L_0 \approx 2 S^2 \cdot L_0 \quad (6)$$

где λ_0 зависит от принятого в качестве предельного положения мениска и от некоторого параметра Φ . $\Phi = h/S$ для прямоугольных канавок; $\Phi = \frac{1}{4 \operatorname{tg} \alpha}$ для треугольных канавок;

$$\Phi = \frac{h}{S} \left[1 - \frac{h}{S} \operatorname{tg} \alpha \right] \quad \text{для трапецидальных канавок.}$$

Таким образом, найденная численным интегрированием функция $J_0(\Phi)$ является общей для канавок различной геометрической формы и может быть аппроксимирована при $10 > \Phi \geq 1/2$, $J_0 = C_1(\Phi)^{m_1}$, где $C_1 = 0,45$, $m_1 = 2,4$; при $0,5 \geq \Phi \geq 0,06$, $C_1 = 1,4$, $m_1 = 4$.

Уравнение (6) предлагается рассматривать совместно с полученными соотношениями для эквивалентной теплопроводности смоченных канавок.

При некоторых упрощающих предположениях условие минимума полного термического сопротивления Т.Т. эквивалентно условиям минимума величин h/λ_0 или

$$\frac{\partial (S/\lambda_0 \cdot h/S)}{\partial x_i} = 0 \quad (7)$$

Анализ показывает, что это условие для прямоугольных канавок приводит к рекомендациям по выбору безразмерных параметров B/S и h/S в виде $\frac{B}{S} \rightarrow \left(\frac{B}{S}\right)_{\min}$ и $\frac{h}{S} \rightarrow \left(\frac{h}{S}\right)_{\max}$ по условиям технологии, что приводит к уравнению вида

$$S_{\min} \sqrt{C_1 \frac{z \cdot B \cdot \pi \pi}{V \cdot Q \cdot L \pi \pi}} \cdot \frac{1}{\sqrt{(B/S)_{\min}}} \geq \frac{1 + 2 h/S}{(h/S)^{m_1/2}} \quad (8)$$

Для треугольных канавок совместное рассмотрение уравнения (6) с уравнением, аппроксимирующим данные электро моделирования по λ_0/λ_m при некоторых упрощающих предположениях, приводит к соотношению для оптимального полуугла α треугольной канавки:

$$(\cos \alpha)_{\text{opt}} = \sqrt{\left(\frac{m_1}{2} - 1\right) \cdot \frac{1 - B \cdot \sin \alpha}{d - 2B \cdot \sin \alpha}} \quad (9)$$

Расчет дает для системы нержавеющая сталь-вода $\alpha_{\text{opt}} = 30^\circ$. Для другого предельного случая результирующее гидродинами-

ческое уравнение имеет такой же вид, как для задачи I, но соответствующая функция J_0' зависит не только от параметра Φ и $Z_{\min} = \frac{2R_{\min}}{S}$, а и от некоторого безразмерного комплекса

$$B_1 = \frac{z \cdot \rho' \cdot g \cdot |\sin \varphi| \cdot \pi \pi \cdot S^5}{2V \cdot \eta_{\text{ж}}^2 \cdot Q \cdot B} \quad (10)$$

Для характерных сочетаний B_1 и Z_{\min} в диссертации получены зависимости для J_0' . Их форма исключает возможность простой аппроксимации и получения аналитического решения задачи о минимизации полного термического сопротивления Т.Т. На основе предложенной методики при $B_1 \neq 0$ определение оптимальных параметров канавки по минимуму h/λ_0 возможно численным методом.

Предложенная теплогидродинамическая модель входит элементом в общую процедуру оптимизации параметров системы охлаждения с тепловыми трубами. Такая процедура реализована в алгоритме и программе численной оптимизации на языке ФОРТРАН и представляет компиляцию известного алгоритма поиска оптимальных параметров по методу Гаусса-Зайделя и разработанной методики расчета системы охлаждения с тепловыми трубами, в которой использованы полученные расчетные соотношения для определения λ_0 . В качестве объекта охлаждения рассмотрен приборный шкаф РЭА с тепловыми трубами, как элементами конструкции, и отвод тепла от них к жидкости через заднюю стенку. В качестве целевой функции принята эквивалентная масса системы охлаждения, включающая суммарную массу и массовую характеристику энергозатрат.

По созданной программе на ЭВМ ЕС 1022 выполнен комплекс оптимизационных расчетов, в которых проектные переменные изменялись в заданных пределах. Так, например, допустимая длина участка конденсации за задней стенкой шкафа менялась от 0,06 до 0,15 м, длина трубопроводов жидкостного контура $L_{\text{тр}}$ от 10 до 35 м и т.п.

Для обработки большого массива полученных данных и пред-

ставления их в компактной форме, удобной для практического использования, применен коэффициентный метод. Некоторые результаты оптимизированных расчетов, обработанные на основе коэффициентного метода, даны на рис. 6.

Полученная система графиков типа представленных на рис. 6 составила основу инженерной методики расчета параметров системы охлаждения такого типа. Аналогичным образом могут быть построены рекомендации по расчету и выбору параметров систем охлаждения с тепловыми трубами другого типа.

ВЫВОДЫ

1. Результаты известных экспериментальных и расчетно-аналитических исследований теплообмена при испарении с поверхности канавчатых структур отрывочны, разрознены и не определяют зависимостей термических сопротивлений смоченных канавок от основных факторов. Отсутствует решение задач оптимизации канавчатых структур тепловых труб и систем охлаждения на их основе.

2. Относительную эффективную теплопроводность смоченных канавчатых структур целесообразно определять по зависимостям вида:

• для канавок треугольного профиля

$$\lambda_3/\lambda_m = (\alpha - \beta \cdot \sin \alpha) \cdot \exp \left(C_1 \cdot \frac{S}{R} \sqrt{\frac{S}{h}} \right)$$

для канавок прямоугольного профиля

$$\lambda_3/\lambda_m = \frac{S}{B} \left[1 + C_2 \left(\frac{h}{S} \sqrt{\frac{B}{S}} \right)^m \right] \exp \left(C_3 \cdot \frac{S}{R} \sqrt{\frac{S}{h}} \right)$$

$\alpha, \beta, C_1, C_2, C_3$ - постоянные, которые определяются отношением $\lambda_{ж}/\lambda_m$.

3. Результаты экспериментальных исследований низкотемпературных тепловых труб с канавчатыми структурами подтверждают принципиальную работоспособность и эффективность жидкостных систем

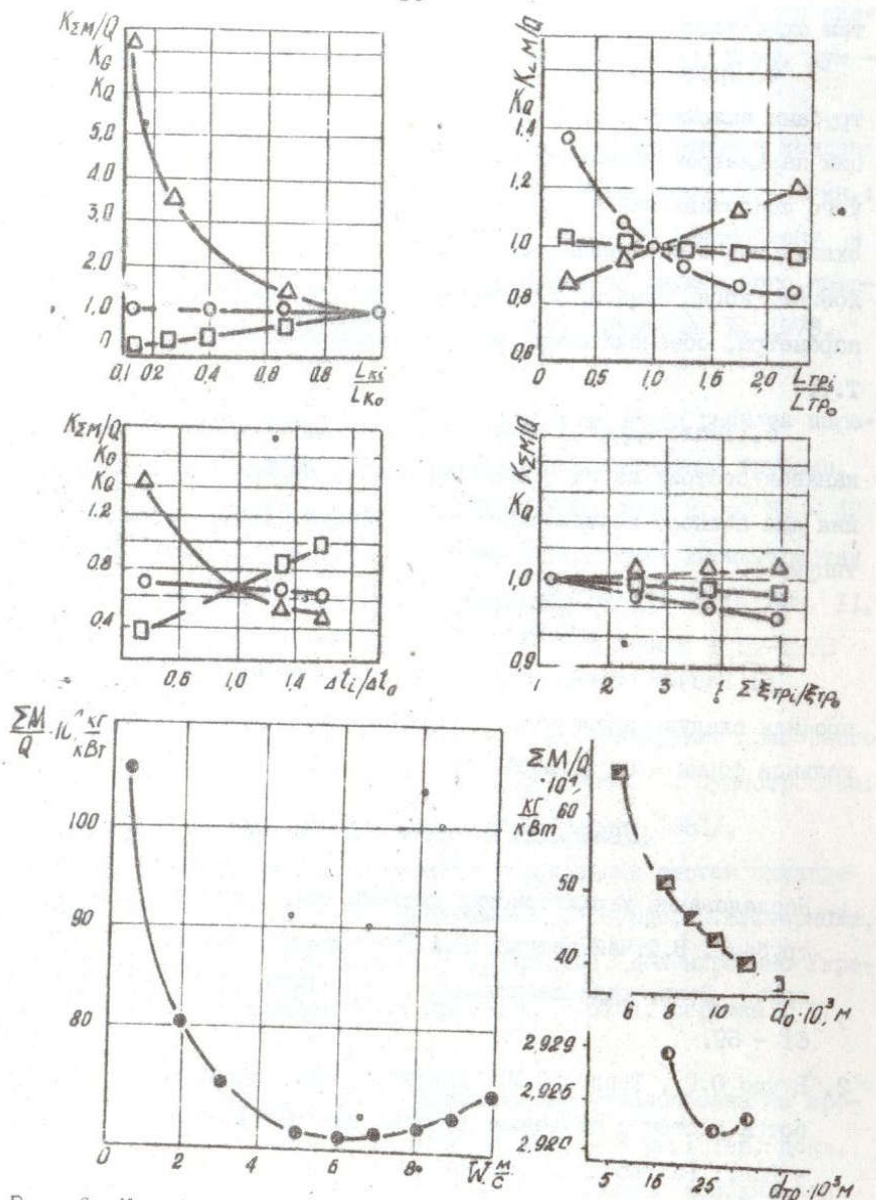


Рис. 6. Коэффициентный метод расчета параметров системы охлаждения с тепловыми трубами и некоторые характерные зависимости $\Sigma M/Q$ от оптимизируемых параметров.

тем охлаждения с тепловыми трубами такого типа.

4. Процедура оптимизации систем охлаждения с тепловыми трубами включает решение двух основных задач: задачи оптимизации параметров капиллярной структуры Т.Т. по минимуму термического сопротивления и задачи оптимизации Т.Т. в составе системы охлаждения с определением оптимальных внешних параметров в условиях, когда каждому их сочетанию соответствуют "внутренние" параметры, обеспечивающие минимум термического сопротивления Т.Т.

5. Теплогидродинамическая модель оптимизации параметров канавок состоит из гидродинамического уравнения Т.Т., уравнения для полного термического сопротивления Т.Т. и условий оптимума

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (R_{\text{гг}}) = 0$$

6. Расчет оптимальных параметров канавок прямоугольного профиля следует проводить по соотношению (8), для канавок треугольной формы - по формуле (9).

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Исследование характеристик системы охлаждения с тепловыми трубами. В.Ф.Чайковский, Р.А.Вахтиозин, О.Г.Бурдо, Ж.Б.Смирнова - *Вопр. радиоэлектроники, сер. ТРТО*, 1977, вып. I, с. 61 - 69.
2. Бурдо О.Г., Теплов С.М., Смирнова Ж.Б. Исследование и разработка систем с тепловыми трубами для охлаждения аппаратуры. - *Впл.: Разработка, изготовление и исследование тепловых труб*. Киев, Значие, 1977, с. 35 - 36.
3. Вахтиозин Р.А., Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Алгоритм расчета оптимальных параметров жидкостной системы охлаждения с теп-

- ловыми трубами. - В кн.: *Математическое моделирование и системный анализ теплообменного оборудования*. Киев, Наук. дум - ка, 1978, с. 159 - 162.
4. Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Теплообмен при испарении и конденсации на профилированных /канавчатых/ поверхностях. - В кн.: *Тез. докл. и сообщений VI Всесоюз. конф. по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах энергетических машин и аппаратов*. Л. 1978, с. 82 - 84.
 5. Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Коэффициентный метод расчета параметров системы жидкостного охлаждения с тепловыми трубами. *Вопр. радиоэлектроники, сер. ТРТО*, 1979, вып. 2, с. 33 - 42.
 6. Теплов С.М., Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Расчет характеристик системы водяного охлаждения приборного шкафа. 1980, вып. II, ВСИ, Судостроение. /Рукопись деп. в ЦНИИ "Румб" № ДР-1273 Дел. 1981/.
 7. Теплов С.М., Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Охлаждение приборного шкафа при помощи тепловых труб. 1980, вып. II, Судостроение. /Рукопись деп. в ЦНИИ "Румб" № ДР-1274 деп. 1981/.
 8. Расчет оптимальных характеристик жидкостных систем охлаждения с тепловыми трубами. Программа. О.Г.Бурдо, Ж.Б.Смирнова, А.П.Колодежный, С.М.Теплов, Н.С.Перетька. Депонировано Украинским фондом алгоритмов и программ, № 5721, справка № 17, 1981.
 9. Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Моделирование теплообмена на профилированных поверхностях испарителей. - В кн.: *Тез. докл. Всесоюз. семинара "Использование достижений холодильной техники и технологии в целях повышения эффективности пищевых продуктов"*. М., 1981, с. 52 - 53.
 10. Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Расчет термических сопротивлений

- тепловых труб с канавчатыми структурами. 1982, Вопр. радиоэлектроники, сер. ТРТО, вып. 2, с. 117 - 118. /Рукопись в НИИЭИР, № 3-6522, Деп./.
11. Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Исследование термических сопротивлений канавчатых структур. Минск, 1980. - Инж. физ. журн., т. XI № 3, с. 535 - 536. /Рукопись деп. в ВИНТИ № 3203-60 Деп./.
12. Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Методика выбора геометрических параметров канавчатых тепловых труб. Минск, 1982. - Инж. физ. журн., т. XI № 5, с. 852. /Рукопись деп. в ВИНТИ, № 3107-82 Деп./.
13. Исследование пленочных испарителей с профилированной поверхностью теплообмена. О.Г.Бурдо, Ж.Б.Смирнова, О.Б.Биньковский, Ле Ван Чанг. - В кн.: Тез. докл. III Всесоюзн. науч. техн. конф. по холодильному машиностроению. ЦИТИХИМЧЕХТЕМАШ, М. 1982, с. 85 - 86.
14. Исследование теплообмена на профилированных поверхностях пленочных испарителей. О.Г.Бурдо, Ж.Б.Смирнова, О.Б.Биньковский, Ле Ван Чанг. Холод. техника и технология, 1984, вып. 38, с. 30 - 34.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

B - ширина модели, м; d - диаметр, м; G - расход теплоносителя, кг/с; H - высота модели, м; h - высота канавки, м; L - длина тепловой трубы, м; Q - тепловой поток, Вт; q - удельный тепловой поток, Вт/м²; R - текущий радиус кривизны границы раздела сред, м; R - термическое сопротивление К/Вт; z - теплота парообразования, Дж/кг; S - ширина канавки, м; t - шаг канавки, м; T - температура, °С; W - скорость движения жидкости в канавке, м/с; α - коэффициент теплоотдачи, Вт/м²К; α - угол треугольной канавки; δ - толщина пленки, м; θ - краевой угол

смачивания; λ - коэффициент теплопроводности, Вт/м·К; μ - коэффициент динамической вязкости, Н·с/м²; ν - коэффициент кинематической вязкости, м²/с; Π - периметр канавки, м; ρ - плотность, кг/м³; σ - коэффициент поверхностного натяжения, Н/м.

И Н Д Е К С Ы

ж - жидкость; м - металлы; э - эквивалентная; *min* - минимум; *max* - максимум; Т.Т. - тепловая труба; и - испарение; к - конденсация; эфф. - эффективная; расч - расчетная; к - канавка.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Общие тенденции развития радиоэлектроники, электротехники и других областей техники определяются стремлением к микроминиатюризации, повышению компактности при одновременном улучшении таких функциональных характеристик как надежность, помехоустойчивость и быстродействие. Значительное число задач по обеспечению тепловых режимов РЭА можно решить на основе применения низкотемпературных тепловых труб /Т.Т./. Многочисленными исследованиями процессов и характеристики Т.Т. в нашей стране и за рубежом показана перспективность применения Т.Т. с различными вариантами капиллярно-пористых структур: сетчатыми, металловолоконистыми, гофрированными канавчатыми и др. Для подавляющего большинства капиллярных структур Т.Т. существует проблема обеспечения стабильного контакта между фитилем и корпусом Т.Т. Эта проблема отсутствует в Т.Т. с канавчатыми фитилями, и в ряде случаев это преимущество может быть решающим. Большая часть исследований канавчатых тепловых труб посвящена изучению гидродинамических характеристик при течении жидкости в структуре.

Практически отсутствуют исследования теплоотдачи при испарении жидкости в канавках различной формы. Поэтому для Т.Т. с канавками оказывается невозможным расчет термического сопротивления Т.Т. и перепада температур Т.Т.; выбор по минимуму этих характеристик геометрических размеров канавки и параметров системы складывания. Этим, в определенной мере, сдерживается применение Т.Т. с канавчатыми структурами и обосновывается актуальность темы настоящей диссертации.

Цель работы. Определение закономерностей теплоотдачи при испарении жидкости с поверхностей канавчатых структур Т.Т. и по-

Работа выполнена в Одесском технологическом институте пищевой промышленности им. М.В. Ломоносова

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор ЧАЙКОВСКИЙ В.Ф.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, проф. Семена Михаил Григорьевич
кандидат технических наук, Гниличенко Владимир Иванович

Ведущая организация - Институт теплообмена им. А.В.Лыкова АН БССР

v 014781

А/реф. Смирнова
С 50 Теплообмен
при испарении В...
v 014781 1984.

остоится "13" декабря 1984 г.
специализированного совета
технологическом институте пищевой
омоносова: 270039, г. Одесса,
ознакомиться в библиотеке Одесского
пищевой промышленности

"12" ноября 1984 г.

Г.И.ЭЛЬКИН

ОНАХТ 13.06.12
Теплообмен при испар



v014781

v 014781

Одесский технологический институт пищевой промышленности
Библиотека

лучение на этой основе методик расчета оптимальных параметров канавок, обеспечивающих минимум термического сопротивления Т.Т., и оптимальных параметров систем охлаждения с Т.Т., обеспечивающих минимум удельной эквивалентной массы системы.

Научную новизну составили следующие основные результаты:

- данные по эквивалентной теплопроводности канавок прямоугольной и треугольной формы для широких диапазонов изменения геометрических $h/s - b/s$; l/d , физических λ_k/λ_n и режимных R/s параметров, полученные методом электромоделирования на электропроводной бумаге;
- зависимости эквивалентной теплопроводности смоченных канавок различных форм от основных факторов, полученные впервые на основе обработки данных электромоделирования;
- данные экспериментальных исследований локальной теплоотдачи при испарении с канавчатых поверхностей;
- соотношения для расчета оптимальных геометрических параметров канавок, полученные на основе теплогидродинамической модели, определяющей условия минимума полного термического сопротивления Т.Т.;
- данные численной оптимизации параметров системы охлаждения с Т.Т., имеющими канавчатые структуры на участках подвода тепла;
- инженерная методика определения параметров системы охлаждения по минимуму эквивалентной массы.

Результаты исследований позволили сформулировать следующие научные положения настоящей диссертационной работы:

1. Теплоотдача при испарении с канавчатых поверхностей Т.Т. характеризуется относительной эквивалентной теплопроводностью λ_z/λ_n , которая определяется геометрическими параметрами канавок и находится в экспоненциальной зависимости от соотношения ширины канавки и радиуса мениска жидкости.

2. Оптимальные параметры канавчатых поверхностей Т.Т. определяются из условия минимума их термического сопротивления при совместном рассмотрении гидродинамического уравнения для Т.Т. с канавками и полученных методами электромоделирования соотношений для относительной эквивалентной теплопроводности λ_z/λ_n .

Практическая ценность. Рекомендации по расчету термических сопротивлений Т.Т. с канавчатыми поверхностями, инженерная методика выбора оптимальных параметров системы охлаждения переданы предприятию, разрабатывающему системы РЭА, для которых перспективно применение Т.Т. с канавками.

Рекомендация и методика расчета внедрены в практику проектирования.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава и научных сотрудников ОТИИ им. М.В.Ломоносова. Одесса, 1975-1983 гг, на конференциях II, III и IV по "Разработке, изготовлению и исследованию тепловых труб". Киев, 1977, 1979, 1982 гг; на VI Всесоюзной конференции по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах энергетических машин и аппаратов. Ленинград, 1979 г.; на III Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению. Одесса, 1982 г.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 14 работ.

Автор защищает:

Результаты исследований эквивалентной теплопроводности смоченных канавчатых структур тепловых труб, полученные методом электромоделирования на электропроводной бумаге.

Результаты экспериментальных исследований теплоотдачи на

участка испарения Т.Т. с канавками и на канавчатой поверхности.

Теплогидродинамическую модель определения оптимальных геометрических параметров канавок, обеспечивающих минимум термического сопротивления Т.Т.

Алгоритм и результаты численной оптимизации на ЭВМ параметров системы охлаждения по минимуму эквивалентной массы системы охлаждения.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и приложения. Работа изложена на 122 страницах машинописного текста, содержит 61 рисунок, 2 таблицы, список литературы из 66 наименований, приложения на 28 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен анализ состояния вопроса. Показано, что в существующих предложениях по конструктивным формам фитилей Т.Т. существенную долю составляет фитили с канавками различных форм.

Результаты большинства исследований свидетельствуют о том, что:

1. определение капиллярного потенциала при течении жидкости в канавках может производиться на основе предположения о том, что в поперечном сечении граница жидкость-пар представляется дугой окружности;

2. гидравлическое сопротивление движению жидкости в канавках может рассчитываться как сопротивление при ламинарном движении в капилляре с использованием в качестве определяющего размера /эквивалентного/ гидравлического диаметра.

Эти положения приняты автором при проведении исследований по теме диссертации.

Экспериментальные данные по коэффициентам теплоотдачи содержатся лишь в нескольких работах, получены для одного-двух вариантов канавок. В работах МЭИ, Робертса и др. сообщается о расчете коэффициентов теплоотдачи в смоченных канавках при испарении путем решения численным методом плоской задачи теплопроводности.

Данные по таким расчетам приводятся для отдельных конкретных случаев, имеются существенные расхождения /по порядку величин/ у разных авторов. В некоторых работах отмечается, что результаты расчетов зависят от методики численного интегрирования.

В работе ИТМО АН ВССГ предлагается приближенная модель переноса тепла теплопроводностью при испарении в прямоугольной канавке, но результат ее решения исключает влияние теплопроводности жидкости на коэффициент эквивалентной теплопроводности, что не согласуется с опытными данными.

В работе ОТИХП /Мищенко Л.Н./ методами электро моделирования для ограниченного диапазона применения геометрических параметров канавок прямоугольной формы получены зависимости эквивалентной теплопроводности в функции от основных факторов. Но принятый диапазон исследований и тепловая модель обработки данных справедливы для относительно глубоких канавок $h/s > 1$, что не характерно для практики. Выполненный анализ показал, что по существу отсутствуют систематические исследования теплоотдачи при испарении со смоченных канавчатых поверхностей Т.Т., а также обоснованные зависимости коэффициентов теплоотдачи или коэффициентов эквивалентной теплопроводности от основных геометрических, режимных и физических параметров. Видимо, по этой причине неизвестны и работы по оптимизации параметров канавок по минимуму термического сопротивления Т.Т., что требует совмест-

ного решения тепловой и гидродинамической задачи и представляется, в большей степени, согласующимся с прикладными задачами, чем выбор оптимальных параметров по максимуму теплового потока, что предлагается в ряде работ /Франк С., ИТМО АН БССР, МЭИ и др./.

Во второй главе приведено описание установки и методики исследования зависимостей термических сопротивлений канавок различных форм и размеров методами электротепловой аналогии на электропроводной бумаге. В качестве независимых геометрических параметров приняты безразмерные величины: $\angle \alpha$ /для треугольной и трапециевидальной канавок/; h/s ; B/s /для прямоугольной и трапециевидальной канавок/; δ_m/h - относительная толщина подложки. Относительными параметрами, учитывающими влияние режимных факторов, выбраны при электро моделировании: $\delta_{ж}/h$ - относительная толщина пленки жидкости в залитой канавчатой структуре; S/R или $2S/R$ - относительная кривизна мениска жидкости в канавке, зависящая от теплового потока, ориентации Т.Т., длин участков подвода, отвода тепла и транспорта. Большое число независимых параметров требовало изготовления большого числа моделей. Методами электро моделирования было показано, что термическое сопротивление канавки может быть определено как сумма последовательно соединенных термических сопротивлений трех зон для залитых треугольных канавок и двух зон для смоченных прямоугольных и трапециевидальных канавок и треугольных канавок /рис. 1/.

Следовательно, можно ограничиться изучением зависимости коэффициента эквивалентной теплопроводности λ_3 от соответствующих параметров области II. С соблюдением геометрического подобия было изготовлено свыше 400 моделей с моделированием в основании и на поверхности жидкости граничных условий I рода /Т-сорт 1/. Склеиванием участков высокоомной и низкоомной бумаги моделирова-

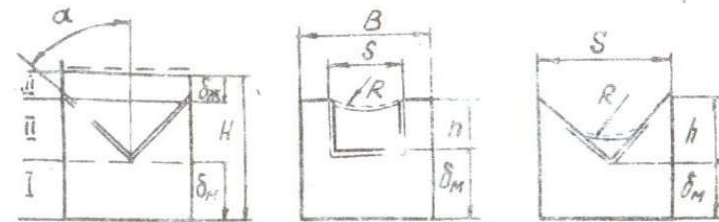


Рис. 1. Тепловые модели канавок.

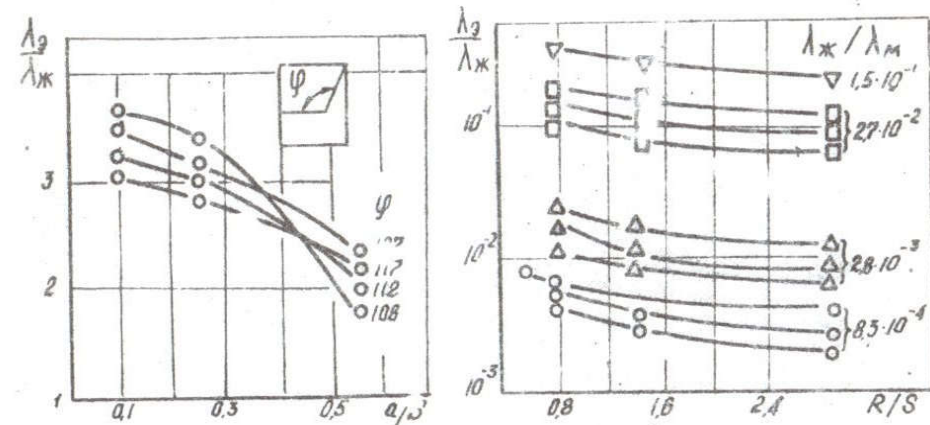


Рис. 2. Частные зависимости $\lambda_3/\lambda_{ж}$ основных параметров.

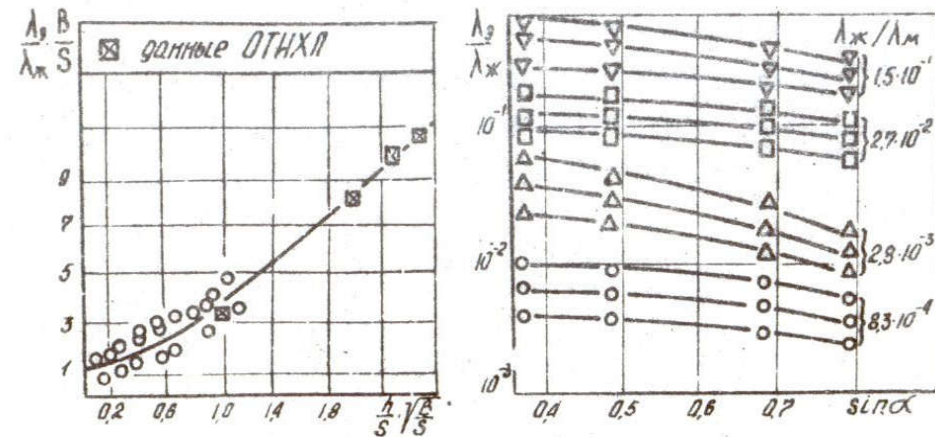


Рис. 3. Обработка данных электро моделирования:

а) прямоугольные канавки; б) треугольные канавки.

лись граничные условия IV рода. На несмоченных поверхностях канавки и плоскостях симметрии моделировались граничные условия II рода $dT/dn = 0$. Высокоомные участки соответствовали области течения жидкости, низкоомные - металлическому скелету.

Отношение измеренных электрических сопротивлений участков высокоомной R_1 , и низкоомной бумаги R_2 , имеющих габаритные размеры, одинаковые с размерами модели, характеризовало соответствующие отношения коэффициентов теплопроводности жидкости и металла $\lambda_{ж}/\lambda_{м} = R_2/R_1$, а измеренное электрическое сопротивление модели R_3 определяло отношение $\lambda'_3/\lambda_{ж}$ или $\lambda'_3/\lambda_{м}$ что позволяло найти искомые значения $\lambda_3/\lambda_{ж}$ или $\lambda_3/\lambda_{м}$. По результатам электро моделирования получены частные зависимости относительной эквивалентной теплопроводности от основных геометрических, физических и режимных параметров, некоторые из них даны на рис. 2.

Для совместного решения тепловой и гидродинамической задачи с целью определения геометрических параметров, обеспечивающих минимум термического сопротивления тепловой трубы, необходимы аналитические зависимости.

Для получения зависимостей, обобщающих данные электро моделирования, предпочтительной оказывается упрощенная обработка данных электро моделирования отдельно для каждого диапазона значений $\lambda_{ж}/\lambda_{м}$, моделирующего то или иное сочетание: конструкционный материал + теплоноситель. Соответствующие зависимости имеют вид:

$$\lambda_3/\lambda_{ж} = \frac{S}{B} \left[1 + C_1 \left(\frac{S}{B} \sqrt{\frac{h}{R}} \right)^m \right] \quad (1)$$

Для треугольных канавок с плоским мениском

$$\lambda_3/\lambda_{ж} = a - b \cdot \sin \alpha \quad (2)$$

Прямоугольные канавки

| Расчетная пара | $\lambda_{ж}/\lambda_{м}$ | C | m |
|--------------------|---------------------------|------|------|
| Сталь + аммиак | 0,03 - 0,04 | 1,58 | 1,64 |
| Нерж. сталь + вода | 0,03 - 0,04 | 1,58 | 1,64 |
| Дюралюм. + аммиак | 0,002 - 0,004 | 2,6 | 1,5 |
| Дюралюм. + вода | 0,002 - 0,004 | 2,6 | 1,5 |
| Алюминий + ацетон | 0,0005 - 0,0006 | 1,59 | 1,47 |

Треугольные канавки

| Расчетная пара | $\lambda_{ж}/\lambda_{м}$ | a | b |
|--------------------|---------------------------|-------|--------|
| Вода + нерж. сталь | 0,03 - 0,04 | 0,112 | 0,0059 |
| Алюминий + ацетон | 0,0003 | 0,006 | 0,0048 |

На рис. 3 приведены в указанной форме обработка и данные электро моделирования ОТИХП, которые согласуются с полученными закономерностями. Влияние заглубленного мениска может быть учтено зависимостью вида

$$\lambda_3/\lambda_{ж} = (\lambda_3/\lambda_{ж})_0 \cdot \exp \left(C_2 \frac{S}{R} \sqrt{\frac{S}{h}} \right) \quad (3)$$

Сопоставить полученные зависимости с известными опытными данными удалось только по диапазону возможных значений $\lambda_3/\lambda_{ж}$, поскольку в нескольких работах, содержащих отдельные опытные данные, отсутствовала необходимая информация для выполнения расчетов по определению R/S и др.

Эти обстоятельства требовали постановки экспериментальных исследований.

В третьей главе приводится описание экспериментальных установок, методик опытного изучения теплоотдачи при испарении на канавчатой поверхности, сообщаются характеристики канавчатых поверхностей, использованных в опытах и технологические приемы нанесения канавок и подготовки Т.Т. с канавка-

ми к работе. В этой же главе приводятся полученные опытные данные, которые сопоставляются с зависимостями по расчету локальной теплоотдачи в канавках, основанными на данных электромоделирования.

Результаты опытов на Т.Т. подтвердили работоспособность этих устройств в сочетании с жидкостной системой охлаждения и показали их существенные преимущества в сравнении с твердыми теплоотводами для теплонагруженных блоков и узлов РЭА.

Для изучения теплоотдачи на канавчатых поверхностях при независимом изменении уровня давления, условий подачи жидкости и плотности теплового потока в условиях, обеспечивающих визуальный контроль качества смачиваемости всей поверхности в течение опытов, создана экспериментальная установка рис. 4.

Рабочий участок представлял латунную поверхность, покрытую канавками, длиной 200 мм, шириной 28 мм.

Опыты проводились при горизонтальном расположении пластины, использовании воды в качестве теплоносителя, в условиях атмосферного давления. Качество дегазации контролировалось по соответствию уровня давлений и показаний термометров в паровом объеме. Основные измерения температуры стенки были сосредоточены на участке испарения, что позволило получить распределение температур и локальных коэффициентов теплоотдачи по длине участка испарения. Четкая фиксация мест расположения термометров, положение поверхности испарения, высоты капиллярной подачи жидкости /от уровня жидкости в рабочей камере до поверхности испарения/ позволили надежно рассчитать условия подпитки жидкости по соответствующим гидродинамическим уровням и определить значения относительной кривизны $S/2R$ в различных точках поверхности испарения при различных тепловых нагрузках. Сопоставление опытных данных и расчетных рекомендаций по влиянию режимных факто-

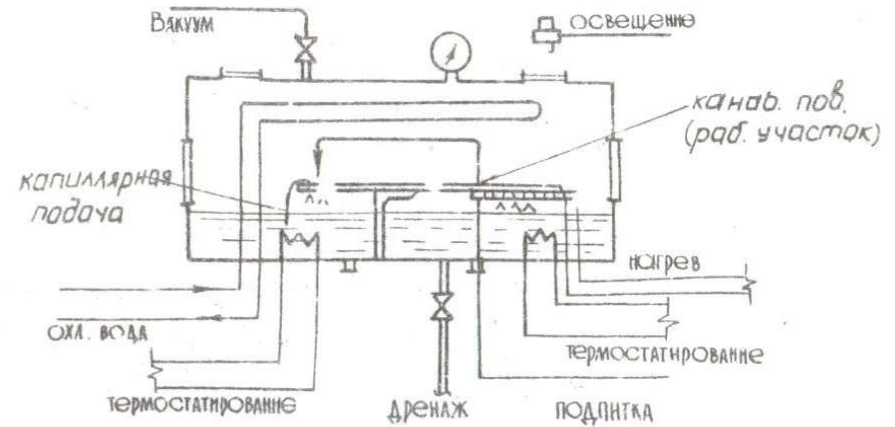


Рис. 4. Схема экспериментальной установки.

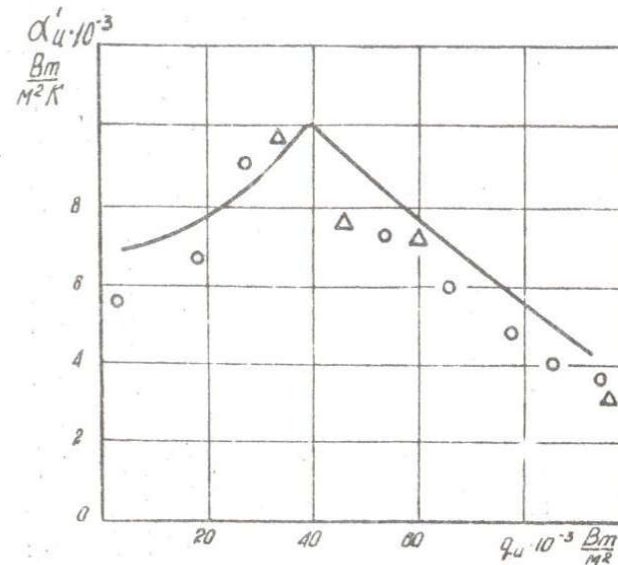


Рис. 5. Изменение локального коэффициента теплоотдачи в канавчатом испарителе в зависимости от плотности теплового потока.

ров /через $2R/S$ /, что представлено на рис. 5, свидетельствует об определенном согласовании полученных на основе данных электро моделирования расчетных формул и экспериментальных результатов по теплоотдаче при испарении с канавчатой поверхности. Подробный анализ погрешности, выполненный в диссертации, показал, что при недостаточном качестве технологии изготовления канавчатой поверхности, приводящем к существенному изменению геометрических параметров канавок, следует ожидать существенного разброса в опытных локальных значениях λ_3 и α_v .

Расчетные оценки, выполненные в работе, дали значения общей относительной погрешности для опытов с Т.Т. $\sim 26\%$, для опытов с канавчатой поверхностью $\sim 16\%$.

Результаты экспериментальных исследований:

1. подтвердили принципиальную работоспособность Т.Т. с канавчатыми структурами для применения в составе системы жидкостного охлаждения; 2. показали приемлимость полученных зависимостей для расчета λ_3 , α для использования при решении прикладных задач. Такими важными задачами являлись задачи оптимизации параметров канавчатых структур Т.Т. и параметров системы охлаждения на их основе.

В четвертой главе обосновывается постановка и излагаются результаты решения задач оптимизации параметров канавчатых структур Т.Т. и систем охлаждения на их основе. В исходных положениях главы 4 доказывается, что экспериментальным значениям большинства возможных критериев оптимальности /надежность, быстродействие, помехоустойчивость и т.п./ соответствует условие минимума термического сопротивления Т.Т. по внутренним ее параметрам /параметрам капиллярной структуры/ при фиксированных внешних /формы Т.Т., размеров корпуса и отдельных участков, формы и размеры радиатора и т.п./ . Таким образом, оптимизация

системы охлаждения с Т.Т. может быть представлена как процедура, состоящая из решения двух взаимосвязанных задач:

1. Задачи оптимизации параметров капиллярной структуры Т.Т. по минимуму ее полного термического сопротивления.
2. Задачи оптимизации "внешних" параметров Т.Т. и системы охлаждения по выбранному критерию при условии, что каждому рассмотренному сочетанию "внешних" параметров "соответствует" Т.Т. минимального термического сопротивления.

Первая задача решается на основе приближенной гидродинамической модели оптимальной канавчатой капиллярной структуры Т.Т. по минимуму термического сопротивления. В этой модели рассматривается Т.Т. с продольными канавками без артерий. Закономерности движения в канавках предполагают такими же, как и в большинстве работ, посвященных гидродинамике течения в канавках. Исходное дифференциальное гидродинамическое уравнение Т.Т. с канавками записывается в виде:

$$-\frac{6\mu v \theta}{R^2} \cdot \frac{dR}{dx} \geq \text{const} \frac{W' \cdot W'}{d_3^2} \pm \rho' g |\sin \varphi| \quad (4)$$

$$\text{где} \quad d_3 = \frac{4 S_{\text{ж}}}{\pi x} \quad W' = \frac{G \cdot B}{\pi \rho' \cdot S_{\text{жс}}} \quad (5)$$

Простое решение уравнения (4) оказывается возможным для двух предельных случаев:

1. при горизонтальной ориентации когда действием сил тяжести можно пренебречь;
2. при произвольной ориентации, но слабом влиянии изменения расхода жидкости на участках испарения и конденсации на полное гидравлическое сопротивление.

В первом случае интегрирование (4) приводит к уравнению

$$\frac{2 \cdot Q \cdot \pi^2 \cdot B}{\pi \rho'} \cdot \frac{V'}{2 \cdot \theta} \cdot L_0 \approx 2 S^2 \cdot L_0 \quad (6)$$

где λ_0 зависит от принятого в качестве предельного положения менсика и от некоторого параметра Φ . $\Phi = h/S$ для прямоугольных канавок; $\Phi = \frac{1}{4 \operatorname{tg} \alpha}$ для треугольных канавок;

$$\Phi = \frac{h}{S} \left[1 - \frac{h}{S} \operatorname{tg} \alpha \right] \quad \text{для трапецидальных канавок.}$$

Таким образом, найденная численным интегрированием функция $J_0(\Phi)$ является общей для канавок различной геометрической формы и может быть аппроксимирована при $10 > \Phi \geq 1/2$, $J_0 = C_1(\Phi)^{m_1}$, где $C_1 = 0,45$, $m_1 = 2,4$; при $0,5 \geq \Phi \geq 0,06$, $C_1 = 1,4$, $m_1 = 4$.

Уравнение (6) предлагается рассматривать совместно с полученными соотношениями для эквивалентной теплопроводности смоченных канавок.

При некоторых упрощающих предположениях условие минимума полного термического сопротивления Т.Т. эквивалентно условиям минимума величин h/λ_0 или

$$\frac{\partial (S/\lambda_0 \cdot h/S)}{\partial x_i} = 0 \quad (7)$$

Анализ показывает, что это условие для прямоугольных канавок приводит к рекомендациям по выбору безразмерных параметров B/S и h/S в виде $\frac{B}{S} \rightarrow \left(\frac{B}{S}\right)_{\min}$ и $\frac{h}{S} \rightarrow \left(\frac{h}{S}\right)_{\max}$ по условиям технологии, что приводит к уравнению вида

$$S_{\min} \sqrt{C_1 \frac{z \cdot B \cdot \pi \pi}{V \cdot Q \cdot L \pi \pi}} \cdot \frac{1}{\sqrt{(B/S)_{\min}}} \geq \frac{1 + 2 h/S}{(h/S)^{m_1/2}} \quad (8)$$

Для треугольных канавок совместное рассмотрение уравнения (6) с уравнением, аппроксимирующим данные электро моделирования по λ_0/λ_m при некоторых упрощающих предположениях, приводит к соотношению для оптимального полуугла α треугольной канавки:

$$(\cos \alpha)_{\text{opt}} = \sqrt{\left(\frac{m_1}{2} - 1\right) \cdot \frac{1 - B \cdot \sin \alpha}{d - 2B \cdot \sin \alpha}} \quad (9)$$

Расчет дает для системы нержавеющая сталь-вода $\alpha_{\text{opt}} = 30^\circ$. Для другого предельного случая результирующее гидродинами-

ческое уравнение имеет такой же вид, как для задачи I, но соответствующая функция J_0' зависит не только от параметра Φ и $Z_{\min} = \frac{2R_{\min}}{S}$, а и от некоторого безразмерного комплекса

$$B_1 = \frac{z \cdot \rho' \cdot g \cdot |\sin \varphi| \cdot \pi \pi \cdot S^5}{2V \cdot \eta_{\text{ж}}^2 \cdot Q \cdot B} \quad (10)$$

Для характерных сочетаний B_1 и Z_{\min} в диссертации получены зависимости для J_0' . Их форма исключает возможность простой аппроксимации и получения аналитического решения задачи о минимизации полного термического сопротивления Т.Т. На основе предложенной методики при $B_1 \neq 0$ определение оптимальных параметров канавки по минимуму h/λ_0 возможно численным методом.

Предложенная теплогидродинамическая модель входит элементом в общую процедуру оптимизации параметров системы охлаждения с тепловыми трубами. Такая процедура реализована в алгоритме и программе численной оптимизации на языке ФОРТРАН и представляет компиляцию известного алгоритма поиска оптимальных параметров по методу Гаусса-Зайделя и разработанной методики расчета системы охлаждения с тепловыми трубами, в которой использованы полученные расчетные соотношения для определения λ_0 . В качестве объекта охлаждения рассмотрен приборный шкаф РЭА с тепловыми трубами, как элементами конструкции, и отвод тепла от них к жидкости через заднюю стенку. В качестве целевой функции принята эквивалентная масса системы охлаждения, включающая суммарную массу и массовую характеристику энергозатрат.

По созданной программе на ЭВМ ЕС 1022 выполнен комплекс оптимизационных расчетов, в которых проектные переменные изменялись в заданных пределах. Так, например, допустимая длина участка конденсации за задней стенкой шкафа менялась от 0,06 до 0,15 м, длина трубопроводов жидкостного контура $L_{\text{тр}}$ от 10 до 35 м и т.п.

Для обработки большого массива полученных данных и пред-

ставления их в компактной форме, удобной для практического использования, применен коэффициентный метод. Некоторые результаты оптимизированных расчетов, обработанные на основе коэффици- ентного метода, даны на рис. 6.

Полученная система графиков типа представленных на рис. 6 составила основу инженерной методики расчета параметров системы охлаждения такого типа. Аналогичным образом могут быть построены рекомендации по расчету и выбору параметров систем охлажде- ния с тепловыми трубами другого типа.

ВЫВОДЫ

1. Результаты известных экспериментальных и расчетно - аналитических исследований теплообмена при испарении с поверх- ности канавчатых структур отрывочны, разрозненны и не опреде- ляют зависимостей термических сопротивлений смоченных канавок от основных факторов. Отсутствует решение задач оптимизации канавчатых структур тепловых труб и систем охлаждения на их основе.

2. Относительную эффективную теплопроводность смоченных канавчатых стр (ст) целесообразно определять по зависимостям вида:

• для канавок треугольного профиля

$$\lambda_3/\lambda_m = (\alpha - \beta \cdot \sin \alpha) \cdot \exp \left(C_1 \cdot \frac{S}{R} \sqrt{\frac{S}{h}} \right)$$

для канавок прямоугольного профиля

$$\lambda_3/\lambda_m = \frac{S}{B} \left[1 + C_2 \left(\frac{h}{S} \sqrt{\frac{B}{S}} \right)^m \right] \exp \left(C_3 \cdot \frac{S}{R} \sqrt{\frac{S}{h}} \right)$$

$\alpha, \beta, C_1, C_2, C_3$ - постоянные, которые определяются отноше- нием $\lambda_{ж}/\lambda_m$.

3. Результаты экспериментальных исследований низкотемпера- турных тепловых труб с канавчатыми структурами подтверждают принципиальную работоспособность и эффективность жидкостных сис-

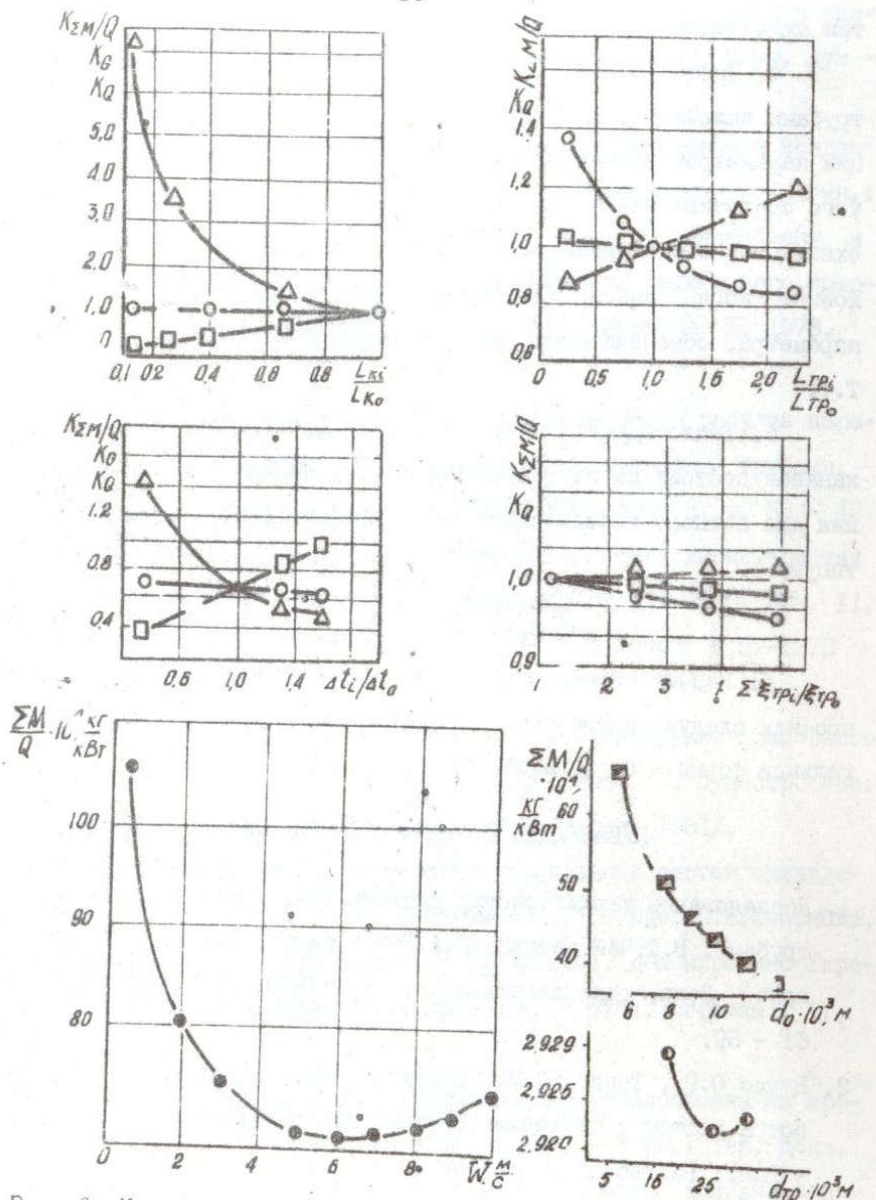


Рис. 6. Коэффициентный метод расчета параметров системы охлаждения с тепловыми трубами и некоторые ха- рактерные зависимости $\Sigma M/Q$ от оптимизируемых параметров.

тем охлаждения с тепловыми трубами такого типа.

4. Процедура оптимизации систем охлаждения с тепловыми трубами включает решение двух основных задач: задачи оптимизации параметров капиллярной структуры Т.Т. по минимуму термического сопротивления и задачи оптимизации Т.Т. в составе системы охлаждения с определением оптимальных внешних параметров в условиях, когда каждому их сочетанию соответствуют "внутренние" параметры, обеспечивающие минимум термического сопротивления Т.Т.

5. Теплогидродинамическая модель оптимизации параметров канавок состоит из гидродинамического уравнения Т.Т., уравнения для полного термического сопротивления Т.Т. и условий оптимума

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (R_{\text{гг}}) = 0$$

6. Расчет оптимальных параметров канавок прямоугольного профиля следует проводить по соотношению (8), для канавок треугольной формы - по формуле (9).

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Исследование характеристик системы охлаждения с тепловыми трубами. В.Ф.Чайковский, Р.А.Вахтиозин, О.Г.Бурдо, Ж.Б.Смирнова - *Вопр. радиоэлектроники, сер. ТРТО*, 1977, вып. I, с. 61 - 69.
2. Бурдо О.Г., Теплов С.М., Смирнова Ж.Б. Исследование и разработка систем с тепловыми трубами для охлаждения аппаратуры. - *Впл.: Разработка, изготовление и исследование тепловых труб*. Киев, Значие, 1977, с. 35 - 36.
3. Вахтиозин Р.А., Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Алгоритм расчета оптимальных параметров жидкостной системы охлаждения с теп-

- ловыми трубами. - В кн.: *Математическое моделирование и системный анализ теплообменного оборудования*. Киев, Наук. дум - ка, 1978, с. 159 - 162.
4. Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Теплообмен при испарении и конденсации на профилированных /канавчатых/ поверхностях. - В кн.: *Тез. докл. и сообщений VI Всесоюз. конф. по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах энергетических машин и аппаратов*. Л. 1978, с. 82 - 84.
 5. Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Коэффициентный метод расчета параметров системы жидкостного охлаждения с тепловыми трубами. *Вопр. радиоэлектроники, сер. ТРТО*, 1979, вып. 2, с. 33 - 42.
 6. Теплов С.М., Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Расчет характеристик системы водяного охлаждения приборного шкафа. 1980, вып. II, ВСИ, Судостроение. /Рукопись деп. в ЦНИИ "Румб" № ДР-1273 Дел. 1981/.
 7. Теплов С.М., Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Охлаждение приборного шкафа при помощи тепловых труб. 1980, вып. II, Судостроение. /Рукопись деп. в ЦНИИ "Румб" № ДР-1274 деп. 1981/.
 8. Расчет оптимальных характеристик жидкостных систем охлаждения с тепловыми трубами. Программа. О.Г.Бурдо, Ж.Б.Смирнова, А.П.Колодяжный, С.М.Теплов, Н.С.Перетька. Депонировано Украинским фондом алгоритмов и программ, № 5721, справка № 17, 1981.
 9. Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Моделирование теплообмена на профилированных поверхностях испарителей. - В кн.: *Тез. докл. Всесоюз. семинара "Использование достижений холодильной техники и технологии в целях повышения эффективности пищевых продуктов"*. М., 1981, с. 52 - 53.
 10. Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Расчет термических сопротивлений

- тепловых труб с канавчатыми структурами. 1982, Вопр. радиоэлектроники, сер. ТРТО, вып. 2, с. 117 - 118. /Рукопись в НИИЭИР, № 3-6522, Деп./.
11. Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Исследование термических сопротивлений канавчатых структур. Минск, 1980. - Инж. физ. журн., т. XI № 3, с. 535 - 536. /Рукопись деп. в ВИНТИ № 3203-60 Деп./.
12. Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Методика выбора геометрических параметров канавчатых тепловых труб. Минск, 1982. - Инж. физ. журн., т. XI № 5, с. 852. /Рукопись деп. в ВИНТИ, № 3107-82 Деп./.
13. Исследование пленочных испарителей с профилированной поверхностью теплообмена. О.Г.Бурдо, Ж.Б.Смирнова, О.Б.Биньковский, Ле Ван Чанг. - В кн.: Тез. докл. III Всесоюз. науч. техн. конф. по холодильному машиностроению. ЦНТИХИМЧЕХТЕМАШ, М. 1982, с. 85 - 86.
14. Исследование теплообмена на профилированных поверхностях пленочных испарителей. О.Г.Бурдо, Ж.Б.Смирнова, О.Б.Биньковский, Ле Ван Чанг. Холод. техника и технология, 1984, вып. 38, с. 30 - 34.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

B - ширина модели, м; d - диаметр, м; G - расход теплоносителя, кг/с; H - высота модели, м; h - высота канавки, м; L - длина тепловой трубы, м; Q - тепловой поток, Вт; q - удельный тепловой поток, Вт/м²; R - текущий радиус кривизны границы раздела сред, м; R - термическое сопротивление К/Вт; z - теплота парообразования, Дж/кг; S - ширина канавки, м; t - шаг канавки, м; T - температура, °С; W - скорость движения жидкости в канавке, м/с; α - коэффициент теплоотдачи, Вт/м²К; α - угол треугольной канавки; δ - толщина пленки, м; θ - краевой угол

смачивания; λ - коэффициент теплопроводности, Вт/м·К; μ - коэффициент динамической вязкости, Н·с/м²; ν - коэффициент кинематической вязкости, м²/с; Π - периметр канавки, м; ρ - плотность, кг/м³; σ - коэффициент поверхностного натяжения, Н/м.

И Н Д Е К С Ы

ж - жидкость; м - металлы; э - эквивалентная; *min* - минимум; *max* - максимум; Т.Т. - тепловая труба; и - испарение; к - конденсация; эфф. - эффективная; расч - расчетная; к - канавка.