

Автореф.
М 71

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

Аспирант
МИЩЕНКО Леонид Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ
ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА
И ГИДРОДИНАМИКИ
В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ
ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ

Специальность 01.04.14. Теплофизика

АВТОРЕФЕРАТ
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ОДЕССА — 1975

Автореф
м

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

Аспирант
Мищенко Леонид Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА И
ГИДРОДИНАМИКИ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ
ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ

Специальность 01.04.14: Теплофизика

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

✓ 014418

Переучет 1984

Одесса - 1975

61

Работа выполнена на кафедре тепломассообмена Одесского технологического института холодильной промышленности.

НАУЧНЫЕ РУКОВОДИТЕЛИ: доктор технических наук, профессор
ГОРЬИС З.Р.
кандидат технических наук, доцент,
СМИРНОВ Г.Ф.

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ: доктор технических наук, ВАСИЛЬЕВ Л.Л.;
кандидат технических наук САСИН В.Я.

ВЕДУЩЕЕ ПРЕДПРИЯТИЕ - указано в решении Ученого совета

Автореферат разослан - "25" апреля 1975 года
Защита диссертации состоится - "26" мая 1975 года в 15⁰⁰
на заседании Совета теплофизического факультета Одесского
технологического института холодильной промышленности.

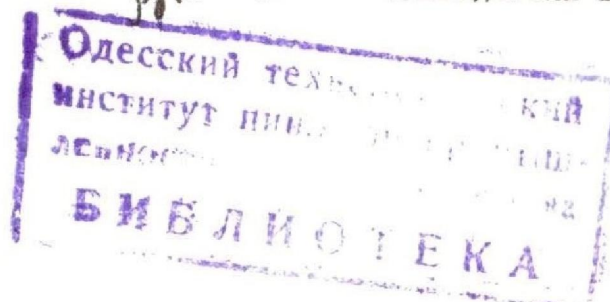
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОТИХП.

Отзыв на реферат в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения просим направлять в Совет института по адресу: 270000, г.Одесса ГСН, ул.Петра Великого, 1/3, ОТИХП.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА
К.Т.Н., доцент

С. В. 14418
В.А. Календерьян
КАЛЕНДЕРЬЯН В.А.

Исх. № 03-416



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Высокие темпы развития энергетики, электротехники, радиоэлектроники и других важнейших отраслей современной техники вызывают необходимость в разработке новых высокоэффективных теплообменных устройств, одним из которых являются и тепловые трубы (Т.Т.). Применение низкотемпературных Т.Т. для отвода тепла от теплонапряженных элементов различного оборудования может позволить увеличить его полезную мощность, улучшить компоновку и повысить надежность работы. Возможное широкое применение Т.Т. в народном хозяйстве сдерживается их малой изученностью.

Исследования, выполненные в нашей стране и за рубежом, в определенной степени позволили выяснить физические основы процессов, протекающих в Т.Т., определить диапазоны и возможные режимы Т.Т., получить некоторые расчетные зависимости для оценки ряда их рабочих характеристик. Однако большинство полученных результатов носят частный характер и не всегда сопоставимы между собой. Процессы теплообмена в тепловых трубах изучены мало. Отсутствуют достаточно полные и общепризнанные представления о физической сущности процесса теплопереноса в капиллярных структурах Т.Т. Указанное не позволяет с необходимой точностью определить температурный режим работы рассматриваемых тепловодов. По существу, в настоящее время отсутствуют инженерные методики расчета низкотемпературных тепловых труб.

Цель работы. Целью настоящей работы явилось изучение процессов теплообмена и гидродинамики в сетчатой капиллярной структуре Т.Т., получение расчетных зависимостей и разработка на этой основе инженерной методики проектного рас-

чета низкотемпературных тепловых Т.Т., работающих в режиме испарения.

Научная новизна. Впервые проведен дифференцированный анализ сложного процесса эффективной теплопроводности, определяющего перенос тепла в сетчатой структуре, работающей в режиме испарения. При этом предложен метод учета специфических условий на границе фитиля и парового канала, связанных с переносом тепла фазовыми переходами. Разработана математическая модель переноса тепла через капиллярные структуры тепловых труб и осуществлено ее исследование методом электромоделирования. Проведено сравнение полученных данных с известными литературными и собственными опытными данными. Исследованы проницаемость сетчатых фитилей и предельные характеристики низкотемпературных тепловых труб. На основе выполненных исследований разработана инженерная методика проектного расчета низкотемпературных Т.Т. с сетчатым фитилем, работающих в режиме испарения. Разработана и проверена новая конструкция сетчатого фитиля, позволяющая интенсифицировать процесс теплоотдачи, на которую получено положительное решение ВНИИГПЗ.

Автор защищает:

1. Выявленный механизм теплопереноса через капиллярные структуры, работающие в режиме испарения, и его математическое описание.

2. Полученные методом электромоделирования и экспериментальным путем зависимости для расчета эффективной теплопроводности сетчатого фитиля и полного термического сопротивления теплоотдачи в капиллярных структурах низкотемпературных тепловых труб.

3. Разработанную инженерную методику проектного расчета низкотемпературных тепловых труб с сетчатым фитилем, работающих в режиме испарения, а также принципы интенсификации таких Т.Т.

Методика исследования. Методика исследования эффективной теплопроводности сетчатого фитиля заключалась в анализе, на основе принципа обобщенной проводимости, составляющих термического сопротивления фитиля, составлении эквивалентной схемы термических сопротивлений и определении их методом электро моделирования на выбранной ячейке. При определении полного термического сопротивления фитиля с учетом специфических условий на границе раздела фаз была сформулирована математическая модель переноса тепла через фитиль с последующим ее решением также методом электро моделирования. При электро моделировании основные параметры, моделирующие геометрические и теплофизические характеристики сетчатого фитиля, варьировались в пределах, охватывающих возможный диапазон их изменения в реальных тепловых трубах.

Экспериментальные исследования процессов теплоотдачи и гидродинамики в Т.Т. проводились на специально разработанных модельных установках и непосредственно на нескольких тепловых трубах.

Реализация в промышленности. Инженерная методика проектного расчета Т.Т. с сетчатым фитилем, разработанная на основе проведенных исследований, используется на ведущем предприятии.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И ЭЛЕКТРОМОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В СЕТЧАТЫХ КАПИЛЛЯРНЫХ СТРУКТУРАХ

Результаты предварительных экспериментов по исследованию характеристик низкотемпературных тепловых труб, проведенных на кафедре ТМО ОТИХП, а также анализ литературных данных по исследованию теплоотдачи в низкотемпературных Т.Т. позволили предположить, что на участке отвода тепла во всем диапазоне тепловых нагрузок, а на участке обогрева в испарительном режиме работы ($t_u - t_n \approx \Delta t_{н.к.}$) передача тепла осуществляется теплопроводностью через насыщенный фитиль. Таким образом, важнейшей характеристикой, определяющей термическое сопротивление тепловой трубы, является коэффициент эффективной теплопроводности насыщенного фитиля. Анализ формул, предложенных в литературе, показал, что они не могут быть использованы для расчета $\lambda_{эф}$ сетчатого фитиля. Наибольшие затруднения при расчете $\lambda_{эф}$ пористых систем вызывает определение контактного термического сопротивления. Для сетчатых фитилей контактная проводимость является одной из основных составляющих полного термического сопротивления, что подтверждается известным влиянием прижатия сеток в фитиле на коэффициент теплоотдачи. Проведенный в работе анализ формул, предложенных в литературе для расчета термического сопротивления контакта, показал, что они не могут быть использованы для определения термического сопротивления в сетчатом фитиле в силу различия геометрии рассматриваемых структур.

Для получения требуемой зависимости для определения $\lambda_{эф}$ в работе рассматривается плоский пакет сеток, равномер-

но нагруженный механической силой по всей поверхности. Исследования контакта проволок в одном слое сетки и между проволоками в соседних слоях приняты как равноценные. Насыщенность фитиля жидкостью считается равномерной до полного заполнения всех пор. В толще фитиля выделен элементарный объем, тепловые свойства которого идентичны свойствам фитиля в целом. За основу такого объема принят узел пересечения проволок с частью примыкающей к нему ячейки сетки. При дальнейшем рассмотрении процесса теплопереноса в выбранном объеме приняты следующие основные допущения:

1. Линия теплового тока параллельна боковым плоскостям ячейки.

2. Шероховатости на проволоках отсутствуют и пятно контакта является одиночным.

3. Нагрузка на фитиль вызывает упругую деформацию проволок.

4. Деформация ячейки под воздействием механической нагрузки пренебрежимо мала.

5. Извилистость проволок не вносит искажений в тепловые характеристики ячейки.

6. Конвекция в жидкости отсутствует.

Для выбранной элементарной ячейки фитиля была составлена полная схема термических сопротивлений, которая после анализа способа их соединений и оценки вклада каждого сопротивления была заменена упрощенной эквивалентной схемой. Согласно полученной схеме термическое сопротивление фитиля определяется сопротивлением контакта пересекающихся проволок R_1 , сопротивлением жидкости в зазоре между проволоками R_2 .

и сопротивлением слоя жидкости окружающего узел пересечения R_3 .

$$\frac{\lambda_{эф}}{\delta_{эф}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3}; \quad (I)$$

Для решения задачи определения составляющих полученной схемы термических сопротивлений, был выбран метод электротепловой аналогии, позволяющий достаточно просто и точно получить необходимые результаты.

Моделирование производилось на ячейке, изготовленной из электропроводной бумаги. Исследуемая ячейка для определения сопротивления контакта представляла собой две одинаковые полуокружности, изготовленные из бумаги равного сопротивления и соединенные перемычкой, которая имитировала пятно контакта. На диаметральных плоскостях полуокружностей задавались граничные условия первого рода $T = const$. На образующих полуокружностей граничными условиями были $dt/dr = 0$. Измерения проводились на моделях с различным отношением диаметра пятна контакта к диаметру полуокружностей. Определение сопротивления жидкости в зазоре между проволочками проводились на таких же моделях, где в зазор между полуокружностями вклеивалась электропроводная бумага различного удельного сопротивления. Отношение удельных сопротивлений электропроводной бумаги полуокружностей и зазора менялось в широком интервале и моделировало соотношение теплопроводностей материала сеток фитиля и теплоносителя. Условия электромоделирования и полученные результирующие зависимости представлены в табл. I.

Поскольку моделирование проводилось на плоских ячейках, то формулы (II), (I2) в дальнейшем уточнялись на основе прямого эксперимента (см. табл. 2).

Определение характера зависимости $\lambda_{\text{эф}}$ от определяющих параметров насыщенного фитиля позволяет перейти к оценке термических сопротивлений на участках испарения и конденсации Т.Т.

Поскольку фитиль Т.Т. является капиллярно-пористым телом, то можно предположить, что в нормально заправленных Т.Т. капиллярная впитываемость фитиля в диапазоне тепловых нагрузок, не превышающих гидродинамического предела запитывания, обеспечивает режим работы конденсатора без наличия пленки жидкости на поверхности фитиля. Поэтому в зоне конденсации термическое сопротивление теплоотдачи будет определяться только толщиной смоченного фитиля и его эффективной теплопроводностью.

В опубликованных работах по экспериментальному исследованию теплоотдачи в зоне обогрева Т.Т. имеются противоречивые данные в влиянии теплового потока, толщины и теплопроводности материала фитиля на величину коэффициента теплоотдачи. Для объяснения указанных противоречий в работе проведен анализ особенностей теплопереноса через насыщенный фитиль в зоне обогрева Т.Т.

В этой зоне поверхности скелета и жидкости на границе фитиля и парового канала неравноценны в тепловом отношении. Съем тепла осуществляется только с зеркала испарения, т.е. с поверхности фитиля, занятой жидкостью и формируемой менисками. Так как фитиль является пористым телом, то зеркало испарения составляет только часть всей поверхности фитиля. Геометрия зеркала испарения определяется типом капиллярной структуры и зависит от тепловой нагрузки и ориентации Т.Т. в связи

изменением кривизны мениска. Таким образом, механизм теплопереноса в зоне обогрева Т.Т. отличается от теплопереноса в зоне охлаждения. Поэтому для зоны обогрева предлагается анализировать следующий механизм передачи тепла в фитиле Т.Т.

От оболочки Т.Т. тепловой поток передается по скелету фитиля и по жидкости в порах прямо пропорционально их проводимости, причем проводимость скелета много больше проводимости жидкости. Однако вблизи зеркала испарения тепловой поток, идущий по скелету фитиля, переходит в жидкость к зеркалу испарения, поскольку поверхность скелета на границе с паровым каналом не смочена жидкостью. Такой переход теплового потока из скелета в жидкость вызывает искривление линий тока, что приводит к появлению дополнительного термического сопротивления. Поэтому общее термическое сопротивление теплоотдачи будет отличаться от вычисленного по формуле (I). Коэффициент теплоотдачи должен зависеть в таком случае от теплового потока и ориентации Т.Т. в связи с изменением геометрии зеркала испарения.

Термическое сопротивление теплоотдачи можно определить, зная поля температур и линий тока в фитиле, т.е. решив уравнение теплопроводности для выбранного объема фитиля, идентичного в тепловом отношении фитилю в целом. Высота такой ячейки должна быть равна полной толщине фитиля, а граничные условия на верхнем основании ячейки должны соответствовать вышерассмотренным условиям на поверхности фитиля. Поскольку в реальной сетчатой структуре геометрия поверхности скелета является сложной, представим элементарную ячейку в виде коаксиальных прямоугольных параллелепипедов (Рис. I). Внутренний парал-

дипипед высотой δ и со стороной основания d_{np} соответствует скелету элементарной ячейки. В окружающем объеме, ограниченном боковыми плоскостями со стороной основания $a + d_{np}$ находится жидкость. Верхнее основание этого объема является зеркалом испарения и форма его определяется радиусом кривизны мениска. Нижнее основание всей ячейки и поверхность зеркала испарения являются изотермическими плоскостями, а внешние боковые стороны ячейки - адиабатными. Теплоотдача с верхнего осушенного торца скелета отсутствует, а на боковых границах скелета с жидкостью реализуются граничные условия четвертого рода. Поскольку ячейка симметрична, то поставленную задачу определения изополей можно решать для одной четверти ее. Математическая модель, определяющая процесс переноса тепла в такой ячейке с учетом принятых допущений примет вид:

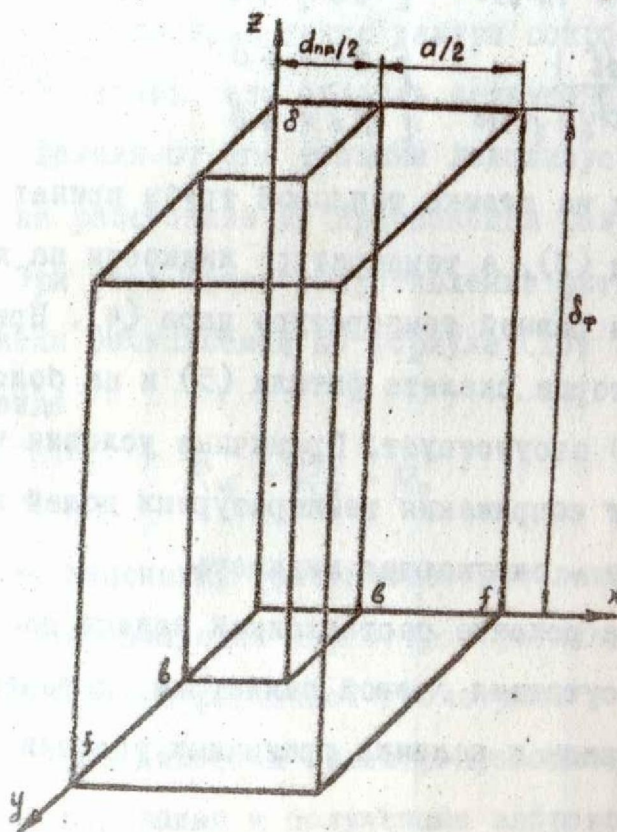


Рис. I

Четверть ячейки фитиля

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0 \quad (2)$$

$$\lambda_{\text{ж}} \left. \frac{dt}{dz} \right|_{z=0} = q_0 \quad \begin{cases} y \leq f \\ x \leq f \end{cases} \quad (3)$$

$$t_{z=0}(x,y) = t_n \quad \begin{cases} \delta < x < f; \quad 0 < y < f \\ \delta < y < f; \quad 0 < x < f \end{cases} \quad (4)$$

$$\left. \frac{dt}{dz} \right|_{z=\delta} = 0 \quad \begin{cases} x < \delta \\ y < \delta \end{cases} \quad (5)$$

$$\left. \frac{dt}{dx} \right|_{\substack{x=0 \\ x=f}} = 0 \quad \begin{cases} 0 \leq z \leq \varphi_1(y) \\ 0 \leq y \leq f \end{cases} \quad (6)$$

$$\left. \frac{dt}{dy} \right|_{\substack{y=0 \\ y=f}} = 0 \quad \begin{cases} 0 \leq z \leq \varphi_1(x) \\ 0 \leq x \leq f \end{cases} \quad (7)$$

$$\lambda_c \left. \frac{dt}{dx} \right|_{x=\delta-0} = \lambda_{\text{ж}} \left. \frac{dt}{dx} \right|_{x=\delta+0} \quad \begin{cases} 0 \leq z \leq \delta \\ 0 \leq y \leq \delta \end{cases} \quad (8)$$

$$\lambda_c \left. \frac{dt}{dy} \right|_{y=\delta-0} = \lambda_{\text{ж}} \left. \frac{dt}{dy} \right|_{y=\delta+0} \quad \begin{cases} 0 \leq z \leq \delta \\ 0 \leq x \leq \delta \end{cases} \quad (9)$$

Тепловой поток на стенке тепловой трубы принят равномерно распределенным (3), а температур жидкости на поверхности фитиля принята равной температуре пара (4). Принято, что теплоотдача на торце скелета фитиля (5) и на боковых сторонах ячейки (6), (7) отсутствует. Граничные условия четвертого рода (8), (9) дают сопряжения температурных полей на поверхности раздела скелет - окружающая жидкость.

Аналитическое решение поставленной задачи, по-видимому, невозможно из-за отсутствия осевой симметрии, переменной геометрии верхней границы и наличия граничных условий четверто-

го рода. Поэтому для решения задачи выбран метод электротепловой аналогии. Электро моделирование проводилось на плоской ячейке из электропроводной бумаги. Исследуемые модели представляли собой две склеенные по длине полоски электропроводной бумаги различного удельного электрического сопротивления (табл. I). Полоска бумаги с меньшим удельным сопротивлением моделировала скелет, другая полоска - жидкость в фитиле. Граничные условия задавались наложением по краям модели электропроводных шин и подачей на них фиксированной разности потенциалов. Наличие шин обеспечивало задание граничных условий первого рода. Отсутствие шин соответствовало равенству нулю нормального к границе контура градиента потенциала. На линии склейки, в силу электротепловой аналогии, реализовывались граничные условия четвертого рода.

Рассмотрение полей изотерм и линий тока, снятых на рассмотренных моделях, а также замеры сопротивлений ячейки позволили установить, что область нелинейной зависимости сопротивления фитиля от его толщины локализуется вблизи зеркала испарения на расстоянии не превышающем размеры ячейки сетки в фитиле. При этом общее сопротивление фитиля оказывается большим, нежели вычисляемое по формуле (I), и может быть представлено в виде

$$R_u = R_\lambda + R_0 \quad (10)$$

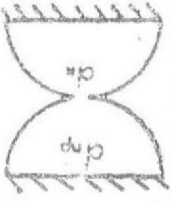
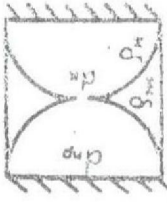
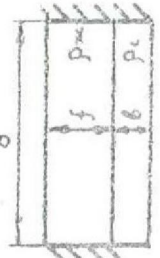
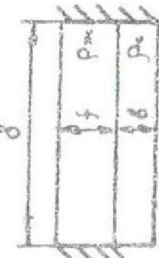
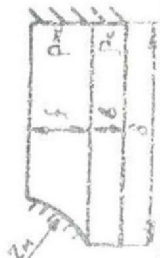
Для выяснения зависимости дополнительного сопротивления R_0 от определяющих параметров фитиля, измерения проводились на моделях с различной геометрией в широком диапазоне изменения проводимостей электропроводной бумаги. Условия электро моделирования и полученные аппроксимирующие зависимости

представлены в табл.1.

Анализ полученных формул (13), (14) совместно с формулой (10) показывает, что поскольку слагаемые суммарного термического сопротивления фитиля в разной степени зависят от определяющих параметров, то зависимость коэффициента теплоотдачи от этих параметров не является однозначной во всем диапазоне их изменения. Так, если первый член в формуле (10) много больше второго слагаемого ("толстый" фитиль $\delta_f \gg a$, низкая эффективная теплопроводность), то коэффициент теплоотдачи практически не будет зависеть от теплового потока. В случае, если дополнительное сопротивление R_0 много больше термического сопротивления толщи фитиля ("тонкий" фитиль, высокая эффективная теплопроводность), то зависимость коэффициента теплоотдачи от теплового потока будет существенной. Этим же фактором объясняется наблюдаемая в ряде экспериментов независимость коэффициента теплоотдачи от материала фитиля. Таким образом, полученные зависимости (13), (14) позволяют качественно объяснить имеющиеся в литературе данные по теплоотдаче в зоне испарения Т.Т. Выбранная элементарная ячейка являлась идеализированной, поскольку не учитывались хаотичность расположения слоев сеток в реальном фитиле, неравномерность прижатия сеток к оболочке Т.Т., реальная геометрия верхнего слоя фитиля и зеркала испарения. Таким образом, необходимо окончательно скорректировать полученные зависимости в прямых экспериментах по определению термического сопротивления сетчатого фитиля.

УСЛОВИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭЛЕКТРОМОДЕЛИРОВАНИЯ

Таблица I.

№	Определяемая величина	Ячейка моделирования	Диапазон изменения определяющих параметров ячеек	Аппроксимирующая зависимость
1.	Проводимость контакта		$m = \frac{d_k}{d_{np}} = 0,0025 \div 0,06$	$\frac{1}{R_1} = \frac{\lambda_m m^{0,25}}{1,32 d_{np}} \quad (II)$
2.	Проводимость среды в зазоре между контактирующими поверхностями		$m = 0,06 \div 0,05$ $\rho_m / \rho_{\text{ж}} = 0,00255 \div 0,03$	$\frac{1}{R_2} = \frac{8,95 \lambda_m}{d_{np}} \quad (I2)$
3.	Область нелинейной зависимости сопротивления фила от его толщины δ_0		$\rho_c / \rho_{\text{ж}} = 0,00251-1,0$ $f / \delta = 1,0 \div 3,0$ $\delta / (f + \delta) = 0,05 \div 4,5$	$\delta_0 \approx 2f$
4.	Дополнительное термическое сопротивление		$\rho_c / \rho_{\text{ж}} = 0,00251-1,0$ $f / \delta = 1,0 \div 3,0$ $\delta / (f + \delta) = 3,0 \div 6,0$	$R_0 = \frac{0,28 \rho_{\text{ж}}}{\left(\frac{f}{\delta}\right) \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_{\text{ж}}}} \left(1 + \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_{\text{ж}}}}\right)} \quad (I3)$
5.	Дополнительное термическое сопротивление		$\rho_c / \rho_{\text{ж}} = 0,00251-1,0$ $f / \delta = 1,0 \div 3,0$ $\delta / (f + \delta) = 3,0 \div 4,5$ $f, \delta = 3,0 \div 6,0$	$\frac{R_0 - R_1 \delta_0}{R_0 - R_1} = \exp \left\{ -116 \frac{f}{\delta} \left(1 + \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_{\text{ж}}}}\right) \right\} \quad (I4)$

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБ-
МЕНА И ГИДРОДИНАМИКИ В СЕТЧАТЫХ ФИТИ-
ЛЯХ Т.Т.

Исследование контактного сопротивления в фитиле

Экспериментальное исследование сопротивления в сетча-
том фитиле проводилось с целью проверки, полученной методом
электро моделирования расчетной формулы (II). Опыты проводи-
лись на многослойных пакетах сеток, методом замера электриче-
ского сопротивления образца при различной механической на-
грузке. Измерения осуществлялись потенциометрическим методом
при помощи моста постоянного тока МОД-6I. Условия проведе-
ния экспериментов представлены в табл.2. В результате были
получены зависимости электрического сопротивления пакетов се-
ток и их толщины от усилия прижатия. Анализ и обработка полу-
ченных экспериментальных данных позволили уточнить численные
значения коэффициентов, полученных при электро моделировании
на плоских моделях контакта, для определения составляющих
термического сопротивления фитиля R_1 и R_2 . Сопротивление
жидкости в порах фитиля R_3 определялось по формуле для плос-
кой стенки. Получение в явном виде значений сопротивлений
 R_1, R_2, R_3 позволило определить $\lambda_{эф}$ сетчатого фитиля.

В итоге, для расчета коэффициента эффективной теплопро-
водности фитиля получена следующая формула

$$\lambda_{эф} = \frac{485 m^{95} \lambda_m + 8.95 \lambda_{ж}}{(1+c)^2} + \left[1 - \frac{1}{(1+c)^2} \right] \lambda_{ж} \quad (15)$$

Формула (15) с погрешностью не более 12% справедлива
в области механических нагрузок на фитиль, не превышающих
предела упругой деформации сеток в диапазоне изменения отно-

шения теплопроводностей материала сеток и теплоносителя от 30 до 1200; $m = 0,0025 + 0,06$; $c = 1,4 + 2,5$.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СЕТЧАТОЙ КАПИЛЛЯРНОЙ СТРУКТУРЫ

Для экспериментального исследования теплоотдачи в сетчатых фитилях был разработан и изготовлен специальный рабочий участок, отвечающий следующим требованиям:

1. Полная имитация граничных условий на поверхности фитиля в паровом канале.
2. Возможность варьирования определяющих параметров фитиля.
3. Возможность замера усилий прижатия фитиля к поверхности оболочки.
4. Возможность ведения визуальных наблюдений для контроля режима работы.

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 2. Установка состоит из рабочего участка, системы обогрева Т.Т., системы охлаждения, системы термостатирования и системы измерений.

Основной частью рабочего участка является корпус прямоугольной формы. Сверху и с одного торца (замыкающего участок охлаждения) корпус закрыт прозрачными съемными крышками, которые прижимаются к фланцам корпуса через уплотнительные прокладки прижимным фланцем и обеспечивают герметичность внутренней полости Т.Т. На прижимном фланце укреплена вторая прозрачная крышка. В зазор между крышками подается горячий воздух для предотвращения конденсации паров теплоносителя на нижней крышке Т.Т. Фитиль Т.Т. набирается из нескольких слоев сетки и прижимается к дну корпуса прижимной решеткой, на которой установлены пружины. Усилие прижатия фитиля определяется по

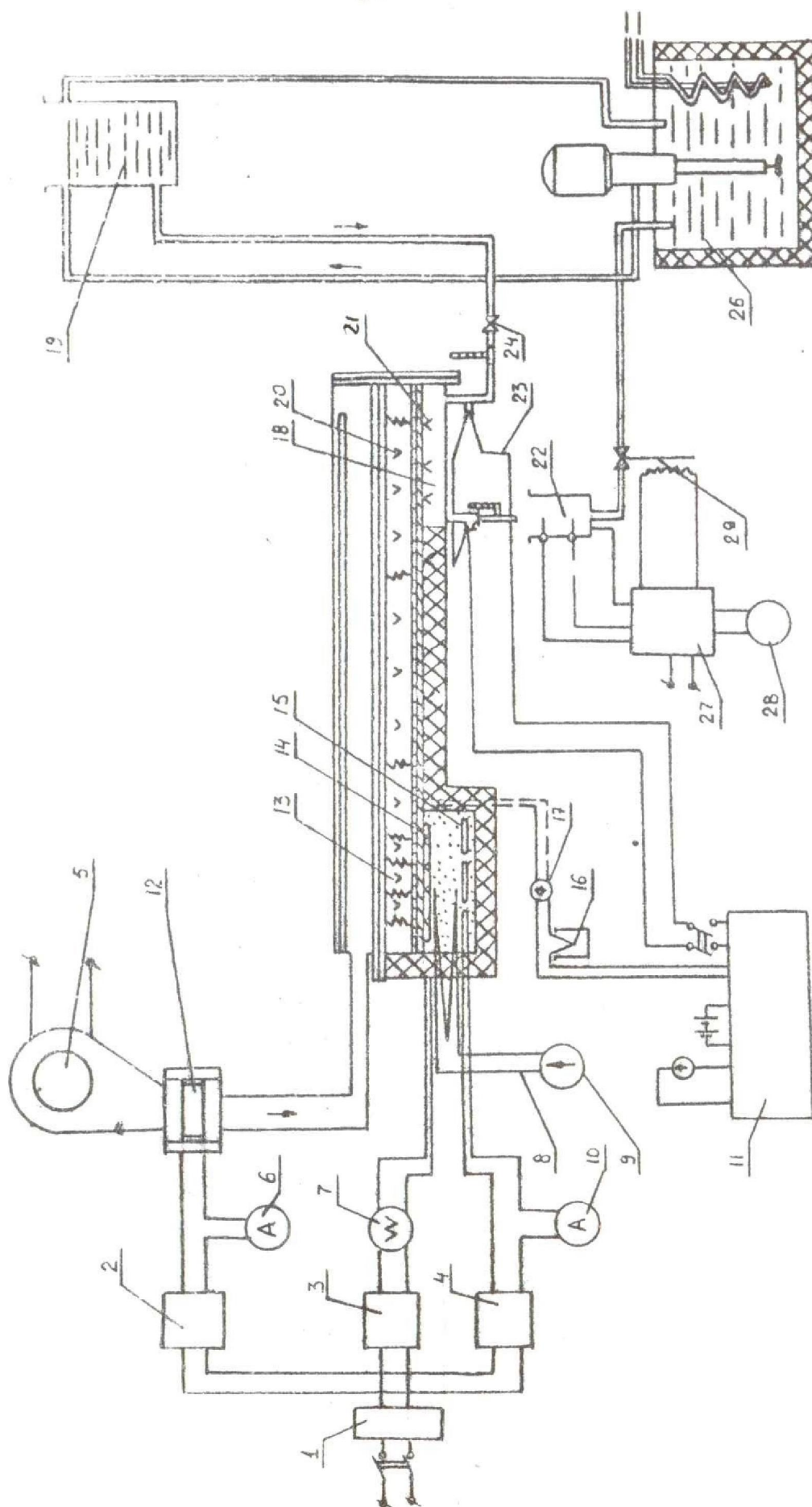


Рис. 2. Схема экспериментального стенда

усадке предварительно тарированных пружин. Вакуумирование и заправка осуществляются через вентиль, соединенный с внутренней полостью Т.Т. капилляром. В днище корпуса и в паровом канале расположены термодпары, с помощью которых измеряются температуры оболочки Т.Т. (21) и пара (20).

Обогрев Т.Т. осуществляется электрическим нагревателем (14), уложенным в пазы на поверхности асоцементного блока, прижатого через электроизоляцию к корпусу Т.Т. За основным нагревателем в толще блока расположен охранный нагреватель (15). Между нагревателями в блоке установлены спайи дифференциальной термодпары (8) выведенной на нуль-гальванометр (9). Электрическая мощность на основной и охранный нагреватели и на нагреватель воздуха (12) подается через стабилизатор напряжения (1), автотрансформаторы (2), (3), (4) и регистрируется с помощью ваттметра Д-57 класса точности 0,2 (7) и амперметрами (6), (10). Подача воздуха в зазор осуществляется вентилятором (5).

Съем тепла с Т.Т. осуществляется в проточном многоходовом калориметре (18), куда охлаждающая жидкость поступает из напорного бака постоянного уровня (19). Температура охлаждающей жидкости поддерживается постоянной в термостате (26). Разность температур охлаждающей жидкости измеряется с помощью дифференциальной термодпары (23) и контролируется термометрами. Расход охлаждающей жидкости измеряется объемным методом.

ЭДС всех термодпар измеряется потенциометром Р-306 (11) с помощью зеркального гальванометра М 17/2.

Условия проведения экспериментов представлены в табл. 2. В экспериментах тщательно контролировался режим работы Т.Т. и все полученные результаты относятся только к испарительному

режиму.

Анализ полученных экспериментальных данных показал, что они подтверждают предложенную модель переноса тепла через фитиль с учетом растечек тепла на зеркало испарения. На толстых фитилях и фитилях с низкой эффективной теплопроводностью не было замечено изменения коэффициента теплоотдачи с ростом теплового потока. Термическое сопротивление фитиля в этих случаях соответствовало расчетному по формуле (1).

В случае высокой эффективной теплопроводности фитиля или малой его толщины обнаружен рост коэффициента теплоотдачи с увеличением теплового потока. Это объясняется влиянием проявляющегося в этих условиях дополнительного термического сопротивления R_0 и его уменьшением с ростом теплового потока. Обработка результатов экспериментов при малых тепловых потоках ($Q < Q_{\text{кр}}; \text{мениск плоский}$) позволила уточнить численные значения коэффициентов в формулах (13) и (14), полученных в результате электромоделирования. Таким образом, получены и рекомендуются для использования следующие формулы для расчета дополнительного термического сопротивления R_0 и полного термического сопротивления сетчатого фитиля.

$$R_0 = \frac{0.32 a}{\lambda_{ж} \epsilon_{\lambda} \left(\frac{\epsilon_{\lambda}}{1 - \epsilon_{\lambda}} \right) \sqrt{\frac{\lambda_{ж}}{\lambda_c}} \left(1 + \sqrt{\frac{\lambda_{ж}}{\lambda_c}} \right)}; \quad (16)$$

$$R_u = \frac{\delta_{\phi} - a}{\lambda_{\text{эф}}} + \left(R_0 + \frac{a}{\lambda_{\text{эф}}} \right) \exp \left\{ -1.16 \frac{Q}{Q_{\text{кр}}} \left(1 + \sqrt{\frac{\lambda_{ж}}{\lambda_c}} \right) \right\} \quad (17)$$

На рис. 3 представлено сравнение расчетов полного термического сопротивления фитиля по формуле (17) с полученными экспериментальными данными в широком диапазоне изменения теп-

ловой нагрузки для различных фитилей (табл.2). Там же представлены опытные данные Марто и Мостеллера, которые удовлетворительно согласуются с данными автора. Поскольку в их работе отсутствовали данные по прижатию сеток в фитиле, то расчет проводился для двух крайних случаев — прижатие полностью отсутствует и нагрузка на фитиль максимальна в пределах упругости материала сеток.

Формулы (16), (17) справедливы с максимальной погрешностью не более 18% при изменении тепловой нагрузки от $0,04 Q_{прс}$ до $Q_{прс}$ в диапазоне отношения теплопроводностей жидкости и скелета фитиля от $2,5 \cdot 10^{-3}$ до $6,5 \cdot 10^{-2}$ и при $a = 70-550 \mu\text{м}$, $\delta_F > 4a$.

Экспериментальные исследования теплоотдачи в зоне испарения при вертикальном расположении Т.Т. и в зоне конденсации были проведены на нескольких тепловых трубах. Условия проведения экспериментов представлены в табл.2. Обработка экспериментальных данных позволила установить, что значения коэффициента теплоотдачи в зоне конденсации не зависят от теплового потока и с погрешностью не более 15% совпадают с расчетом по формуле I, где $\lambda_{эф}$ определяется по зависимости (15).

Для вертикально расположенных Т.Т. (испаритель ниже конденсатора) экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи оказались независимыми от теплового потока и с максимальной погрешностью не более 12% совпадают с расчетом по формуле (15). Эти результаты подтверждают вывод о том, что дополнительное термическое сопротивление R_0 появляется при формировании зеркала испарения менисками на поверхности фитиля. В случае преобладающего воздействия гидростатических сил в фитиле Т.Т., вся поверхность фитиля на границе с паровым каналом смачивает-

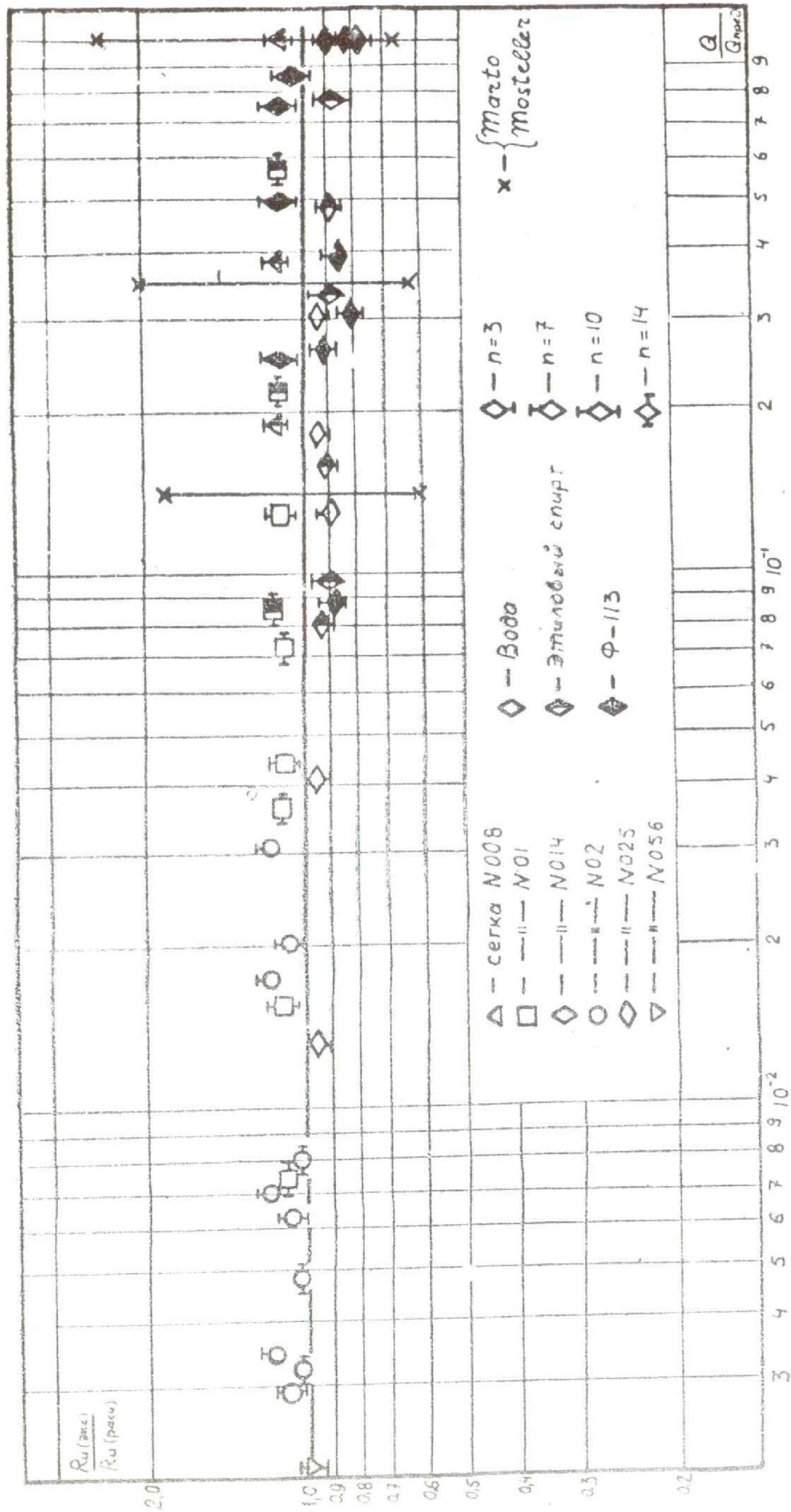


Рис. 3. Сравнение расчетных и экспериментальных данных по теплоотдаче в зоне испарения Т.Т.

ся жидкостью и термическим сопротивлением этой пленки жидкости можно пренебречь. При изменяющейся ориентации Т.Т. в поле сил гравитации, сопротивление R_0 необходимо учитывать в случае, когда потери давления в фитиле Т.Т. больше располагаемого гидростатического напора и на поверхности фитиля имеется распределение менисков.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОНИЦАЕМОСТИ СЕТЧАТЫХ ФИТИЛЕЙ

Экспериментальное исследование проницаемости сетчатых фитилей, необходимой для расчета $Q_{пр.э}$, проводилось на установке Дарси с вынужденной прокачкой жидкости.

Условия проведения экспериментов также представлены в табл.2. Предварительно для случая сетчатых фитилей была рассмотрена и приведена к расчетному виду формула Козени-Кармана для определения коэффициента проницаемости. В результате проведенных экспериментов было получено численное значение коэффициента Козени (коэффициент формы) для сетчатых фитилей. Для расчета коэффициента проницаемости при нормальной укладке сеток в фитиле и числе слоев $n > 3$ с максимальной погрешностью не более 12% получена и рекомендуется формула

$$K = \frac{\varepsilon^3}{47(1-\varepsilon)^2} d_{пр}^2 ; \quad (18)$$

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

Наряду с изучением теплоотдачи в тепловых трубах экспериментально определялась предельная переносимая мощность. Для расширения возможного диапазона $Q_{пред}$ эксперименты проводились при различных углах наклона Т.Т. к горизонту. Исследовались

как гидродинамическая граница переноса тепла, так и "запаривание" фитиля Т.Т. Экспериментальные значения предельной мощности по гидродинамическому запариванию, включая данные Марто, Мостеллера и Факлера, Траммела, сравнивались с расчетом по основному уравнению Т.Т. ($\Delta P_{\text{ж}} + \Delta P_{\text{н}} \leq \sum \Delta P_{\text{сум}} \dots$) с целью интегральной проверки заложенных в расчет соотношений (K, ℓ, γ_m). Результаты сравнения показаны на рис.4 и дают удовлетворительное согласование.

На рис.4б отдельно представлена зависимость предельной мощности от угла наклона Т.Т. к горизонту для одной из исследованных Т.Т.

Для случая "запаривания" мощность, переносимая Т.Т. определяется значением удельного теплового потока, приводящего к закипанию теплоносителя в структуре Т.Т. Величина перегрева, соответствующая закипанию жидкости $\Delta t_{\text{к}}$, для исследованных теплоносителей (Ф-II, Ф-IIЗ, $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$, H_2O), может быть оценена в 9-12°C.

Анализ механизма теплопереноса в сетчатой капиллярной структуре и результаты экспериментальных исследований показали, что значительный вклад в общее термическое сопротивление фитиля вносит термическое сопротивление контакта проволочек в фитиле и с оболочкой Т.Т. Для устранения контактного сопротивления и увеличения коэффициента эффективной теплопроводности фитиля была разработана сетчатая капиллярная структура новой конструкции, на которую получено положительное решение ВНИИГПЭ о выдаче авторского свидетельства. Фитиль представляет собой набор изготовленных из сетки элементов произвольной формы, соответствующей внешней конструкции Т.Т.¹, присоединенных пайкой либо сваркой к оболочке Т.Т. Радиальная ориентация про-

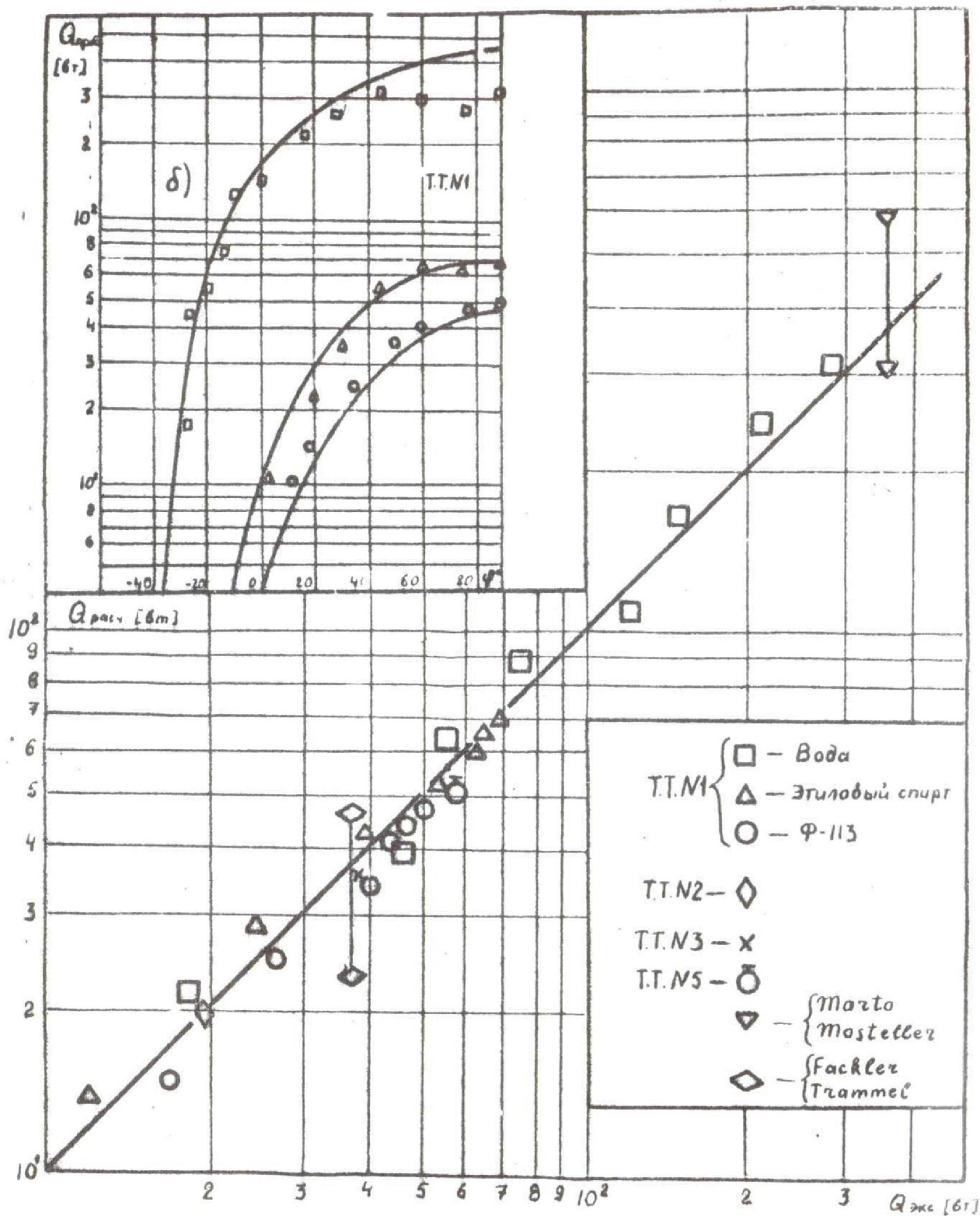


Рис. 4. Сравнение расчетных и экспериментальных данных по определению предельной мощности Т.Т.

УСЛОВИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Таблица 2.

№	Назначение эксперимента	Метод исследования	Диапазон изменения определяющих параметров
1.	Определение контактного сопротивления в сетчатом фитиле	Замеры электрического сопротивления сжатых пакетов сеток	$R_k = 2,4 \cdot 10^{-3} \pm 0,155 \text{ Н/}$ $\eta = 30 \pm 120$ Сетки № 01, 02. Материал - нержавеющая сталь
2.	Исследование термического сопротивления фитиля	Теплотехнический эксперимент на плоской модели Т.Т	Сетки № 008, 01, 014, 02, 025, 056 Материал - латунь; никель, нержавеющая сталь. Теплоноситель - H_2O , $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$, $\Phi\text{-II3}$ $\eta = 3 \div 14$; $\rho = 0,1 - 6 \text{ (Вт/см}^2\text{)}$ $P = 0,4 \div 1,5 \text{ (атм)}$
3.	Исследование проницаемости сетчатых фитилей	Эксперимент на установке Дарси	Сетки № 008, 01, 014, 02, 025 $\eta = 5 \div 20$ Жидкость - бидистиллат
4.	Исследование предельных характеристик и теплоотдачи в тепловых трубах	Теплотехнический эксперимент на различных тепловых трубах	Сетки № 008, 01, 028, 056 Материал - медь, латунь, нержавеющая сталь. Теплоноситель: $\Phi\text{-II}$, $\Phi\text{-II3}$, $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$, H_2O $d_{\text{тр}} = 0,028 - 0,5 \text{ м/}$; $d_{\text{в}} = 10 - 22 \text{ (мм)}$; $\eta = 3 \div 8$; $\rho = 0,1 - 3 \text{ (Вт/см}^2\text{)}$; $Q = 12 - 300 \text{ Вт}$; $\psi = -30 \div 90^\circ$

волокчек в фитиле позволяет избавиться от контактного сопротивления и изготавливать фитиль непосредственно с артерией, что снижает термическое сопротивление фитиля и увеличивает предельную мощность Т.Т. На одной из изготовленных Т.Т. было проведено экспериментальное исследование теплоотдачи в такой структуре, которое показало, что термическое сопротивление Т.Т. уменьшилось в 5 раз по сравнению с обычным сетчатым фитилем.

ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА НИЗКО-ТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ С СЕТЧАТЫМ ФИТИЛЕМ

Задача проектного расчета тепловой трубы состоит в определении оптимальных по некоторой целевой функции (масса, габариты, термическое сопротивление и т.д.) элементов конструкции и капиллярной структуры Т.Т. В результате расчета должны быть выбраны материалы фитиля и оболочки Т.Т., тип теплоносителя, определена внешняя геометрия Т.Т., определены геометрические характеристики фитиля. При разработке методики расчета в качестве заданных при проектировании были приняты следующие параметры:

1. Тепловая мощность — Q .
2. Температура оболочки в зонах подвода и отвода тепла t_n и t_k .
3. Длина адиабатного участка тепловой трубы — l_{ad} .
4. Взаимная ориентация в пространстве участков подвода и отвода тепла относительно действия сил тяжести — φ° .
5. Целевая функция оптимизации тепловой трубы — диаметр, что примерно соответствует минимуму массы тепловой трубы.

В результате расчетов определяются длины участков под-

вода и отвода тепла, внутренний диаметр парового канала, характеристики фитиля — размер ячейки сетки, диаметр проволочки, число слоев.

Методика расчета Т.Т. основывается на решении развернутого основного уравнения Т.Т. с учетом возможного запаривания фитиля. Для оптимальной конструкции Т.Т. необходимо, чтобы предельная мощность, определяемая обоими ограничениями была одинакова, что учитывается в методике.

При записи основного уравнения Т.Т. принято:

1. Потери давления в паровом канале Т.Т. рассчитываются для ламинарного режима движения пара по формуле Хагена-Пуазейля.

2. Потери давления в фитиле Т.Т. рассчитываются по формуле Дарси, где коэффициент проницаемости определяется по формуле (18).

3. Максимальный капиллярный напор определяется минимальным радиусом мениска, равным половине размера ячейки сетки.

4. Длина транспорта теплоносителя Т.Т. равна $l_T = l_{ог} + 0,5(l_u + l_k)$.

Длины участков подвода и отвода тепла определяются из условий внутренней теплоотдачи на этих участках, с учетом возможного перехода работы участков испарения в режим кипения, что будет соответствовать запариванию Т.Т. Допустимый перегрев в зоне испарения принят $9 \div 12^\circ\text{C}$.

Расчет Т.Т. производится в два этапа. Теплоноситель, материалы оболочки Т.Т. и фитиля выбираются на основании температурных условий работы Т.Т. и условий взаимной совмести-

мости. На первом этапе путем вариантных расчетов в определенном диапазоне изменения размеров ячейки сетки и относительной толщины фитиля определяется минимальный диаметр тепловой трубы и вычисляются соответствующие ему параметры сетчатого фитиля. На втором этапе, выбрав по результатам проведенного расчета значения диаметра Т.Т., размера ячейки сетки и диаметра проволоочки, отвечающие ГОСТ'у, производится поверочный расчет Т.Т.

ВЫВОДЫ

1. Анализ литературных данных указывает на отсутствие достаточно полных и общепризнанных представлений о физической сущности процесса теплопереноса в сетчатой капиллярной структуре Т.Т. Отсутствуют необходимые данные и инженерные методики для проектного расчета тепловых труб с сетчатым фитилем, работающих в режиме испарения. Для таких Т.Т. основным механизмом теплопереноса в сетчатом фитиле является эффективная теплопроводность. При этом термическое сопротивление теплоотдачи следует рассматривать с учетом особенностей передачи тепла в фитиле вблизи границы раздела фаз в паровом канале Т.Т. Проектная методика расчета Т.Т. должна основываться на надежных расчетных зависимостях для определения теплообменных и гидродинамических характеристик фитиля и позволять рассчитывать оптимальные геометрические размеры Т.Т. и капиллярной структуры при заданных внешних условиях.

2. Предложенная физическая модель переноса тепла через капиллярные структуры тепловых труб, работающих в режиме испарения при формировании поверхности раздела фаз капиллярными

силами, учитывает наличие дополнительного термического сопротивления теплоотдачи, возникающего в районе зеркала испарения.³ В зоне конденсации Т.Т., и в зоне испарения, при формировании границы раздела фаз объемными силами в поле гравитации, передача тепла осуществляется по всей поверхности фитиля, покрытой тонкой пленкой жидкости.¹

3. Для расчета эффективной теплопроводности сетчатого фитиля необходимо учитывать перенос тепла контактной проводимостью, а также через жидкость в капиллярном зазоре вблизи пятен контакта и в порах фитиля.³ Полученная для такого расчета формула (15) справедлива с погрешностью не более 12% в области механических нагрузок на фитиль, вызывающих упругую деформацию сеток, в диапазоне изменения отношения теплопроводностей материала сеток и теплоносителя $30 \leq \frac{\lambda_m}{\lambda_{ж}} \leq 1200$.

4. Термическое сопротивление сетчатого фитиля в зоне испарения Т.Т., в случае формирования поверхности раздела фаз капиллярными силами, необходимо оценивать с учетом дополнительного сопротивления R_0 , которое рекомендуется определять по формуле (16). Предложенные зависимости (16), (17) с погрешностью не более 18% справедливы при изменении тепловой нагрузки от $0,04 Q_{пред}$ до $Q_{пред}$ (по гидродинамическому запиранию), в диапазоне изменения отношения теплопроводностей жидкости и скелета $2,5 \cdot 10^{-3} \leq \frac{\lambda_{ж}}{\lambda_c} \leq 6,5 \cdot 10^{-2}$.

5. При расчете термического сопротивления теплоотдачи в Т.Т. с сетчатым фитилем в зоне конденсации и в зоне испарения в случае формирования границы раздела фаз объемными силами в поле гравитации, термическим сопротивлением пленки жидкости на поверхности фитиля можно пренебречь.¹

6. Для сетчатых фитилей коэффициент проницаемости можно определять по формуле Козени-Кармана. Для сеток № 008-025 при коэффициенте укладки близком к 2 ($1,85 \leq k \leq 2,1$), коэффициент формы с максимальной погрешностью не более 12% равен 0,34 и значение коэффициента проницаемости рекомендуется рассчитывать по формуле (18).

7. Проведенные комплексные испытания тепловых труб с различными сетчатыми фитилями и теплоносителями подтверждают возможность применения проверенных ранее на модельных экспериментальных установках расчетных зависимостей для определения предельной мощности и термического сопротивления Т.Т. Результаты экспериментов указывают также на правомерность представлений принятых при описании механизма теплопереноса в фитиле Т.Т.

8. Разработана и изучена новая конструкция сетчатого фитиля для низкотемпературных Т.Т. в виде пакета сетчатых элементов, присоединенных к оболочке Т.Т., позволяющая в несколько раз увеличить коэффициент эффективной теплопроводности фитиля по сравнению с обычной сетчатой структурой.

9. Полученные результаты исследований позволили разработать инженерную методику проектного расчета низкотемпературных Т.Т. с сетчатым фитилем, работающих в режиме испарения, учитывающую предельные характеристики Т.Т. как по гидродинамике, так и по теплоотдаче. Методика рекомендуется для расчета Т.Т., предназначенных для работы при небольших располагаемых перепадах температур, в частности, для условий работы РЭА.

Основное содержание диссертации опубликовано в следу-

них работах автора:

1. "Исследование тепловых трубок с насадкой и анализ путей их интенсификации", Материалы IX Республиканской межвузовской конференции по вопросам испарения, горения и газовой динамики дисперсных систем, Одесса, 1969; (соавторы Горбис З.Р., Смирнов Г.Ф.).

2. "Исследование некоторых характеристик тепловодов", Сб. "Холодильная техника и технология", Киев, изд-во "Техника", №12, 1971 (соавторы Горбис З.Р., Смирнов Г.Ф.).

3. "Исследование процессов тепло- и массопереноса в низкотемпературных тепловых трубах", Сб. "Материалы IV Всесоюзного совещания по тепло- и массообмену", т.2, с.2, Минск, 1972 (соавтор Смирнов Г.Ф.).

4. "Приближенная методика расчета температурного поля тепловой трубы", Вопросы радиоэлектроники, сер.ТРТО, №2, 1972 (соавтор Смирнов Г.Ф.).

5. "О возможности использования низкотемпературных тепловых труб в системах охлаждения РЭА", Тезисы докладов и сообщений Всесоюзной конференции "Тепловые процессы в электронных приборах", Ленинград, 1972 (соавтор Смирнов Г.Ф.).

6. *"Investigation of heat transfer characteristics and design methods for low temperature heat pipes", 4th CHISA Congress, D3, Praha, 1972, (co-authors Gorbis Z.R., Smirnov G.F.).*

7. "К вопросу о влиянии геометрии адиабатного участка тепловой трубы на ее рабочие характеристики", Вопросы радиоэлектроники, сер.ТРТО, сб. рефератов ВИМИ, вып.14, 1973 (соавторы Смирнов Г.Ф., Савченков Г.А.).

8. "Методика выбора геометрических параметров низкотемпературных тепловых труб", "Теплоэнергетика", №8, 1973 (соавтор Смирнов Г.Ф.).

9. "Пределные характеристики низкотемпературных тепловых труб", ИФЖ, т.25, №2, 1973 (соавторы Барсуков В.В., Смирнов Г.Ф.).

10. "Исследование характеристик газорегулируемых тепловых труб", "Вопросы радиоэлектроники", сер.ТРТО, №3, 1973 (соавторы Барсуков В.В., Смирнов Г.Ф.).

11. "Тепловая труба", заявка № 1978547/24-6 от 30.01.1973 г. Положительное решение ВНИИПИ от 2.1.1975 г. (соавтор Смирнов Г.Ф.).

Материалы диссертации доложены:

1. На IX Республиканской межвузовской конференции по вопросам испарения, горения и газовой динамики дисперсных систем, Одесса, 1969.

2. На конференции молодых специалистов и аспирантов ЭНИИ"а, Москва, 1971.

3. На Всесоюзной конференции "Тепловые процессы в электронных приборах", Ленинград, 1972.

4. На семинаре по тепловым трубам в ИТЭО АН БССР, Минск, 1973.

5. На Всесоюзном совещании по тепловым трубам на ВДНХ, Москва, 1974.

6. На 40, 41, 42 и 43 научных конференциях ОТИП, Одесса, 1971, 1972, 1973, 1974 г.г.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- N - мощность;
 R - термическое сопротивление;
 q - плотность теплового потока;
 t - температура;
 λ - теплопроводность;
 ε - пористость;
 δ - толщина;
 α - размер ячейки сетки;
 d - диаметр;
 ℓ - длина;
 n - число слоев;
 K - коэффициент проницаемости;
 P - давление;
 $k = \frac{\delta_\phi}{n d_{\phi\phi}}$ - коэффициент укладки сетки.

индексы

ϕ - фитиль; ж - жидкость; с - скелет; эф - эффективный;
 $\phi\phi$ - проволока; пред - предельный; и - испаритель; к - конденсатор.