

Автореферат  
№ 33

ОДЕССКИЙ ИНСТИТУТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНИКИ И ЭНЕРГЕТИКИ

На правах рукописи

Денисов Юрий Павлович

ТЕПЛООБМЕН И ГИДРОДИНАМИКА  
В ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНАХ

Специальность 05.14.05 - теоретические  
основы теплотехники

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

xv 1112  
ИНСТИТУТ ХОЛОДА  
ОНАХТ  
бібліотека

Одесса - 1992

Работа выполнена в Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики.

Научный руководитель: кандидат технических наук, старший научный сотрудник Афанасьев Б.А.

Научный консультант: доктор технических наук, профессор Смирнов Г.Ф.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Безродный М.К. кандидат технических наук Ягодкин И.В.

Ведущая организация: научно-исследовательский институт "Штурм".

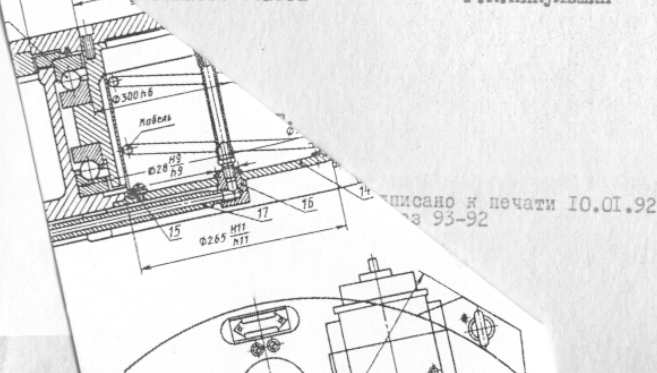
Защита состоится "24" февраля 1992г. в \_\_\_ часов на заседании специализированного Совета К.068.27.01 при Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики по адресу: 270056, г. Одесса, ул. Петра Великого, 1/3, ученый Совет ОИНТЭ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОИНТЭ.

Автореферат разослан "22" января 1992 г.

Ученый секретарь  
специализированного Совета

Р.К.Никольшин



### ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Коллекторные тепловые трубы (КТТ) эффективно применяются в системах охлаждения (СО) радиоэлектронной аппаратуры (РЭА), а также блоков высокопроизводительных ЭЕМ благодаря их способности выравнивать температурное поле. Однако сравнительно сложная технология изготовления и недостаточная их теплопередающая способность ограничивает использование этих устройств, в частности, для СО высокопроизводительных ЭЕМ.

Коллекторные термосифоны (КТС) являются новыми и перспективными элементами СО высокопроизводительных ЭЕМ, позволяющими повысить передаваемую тепловую мощность благодаря снижению гидравлического сопротивления в контуре циркуляции. Кроме этого, КТС проще в изготовлении, что обуславливает снижение их стоимости и повышение надежности. Однако существующие образцы КТС успешно работают лишь в традиционном для них вертикальном положении или наклонном, которое считается неприемлемым при проектировании электронной аппаратуры ЭЕМ.

Анализ информации показал, что исследования работоспособности коллекторных двухфазных термосифонов в условиях горизонтальной ориентации отсутствуют. Этими обстоятельствами определяется актуальность диссертации.

Цель работы: Определить закономерности теплообмена и гидродинамики в горизонтальных коллекторных термосифонах для создания на их основе эффективных конструкций тепловодящих устройств блоков высокопроизводительных ЭЕМ.

Научная новизна диссертации составили следующие основные результаты: 1) экспериментальные данные о теплопередающей способности и теплообмене в горизонтальных КТС; 2) физические представления о механизме циркуляции теплоносителя в КТС горизонтальной ориентации, выявленные путем визуализации; 3) обобщающие зависимости теплопередающей способности горизонтальных КТС от важнейших технологических факторов: уровня заправки жидким теплоносителем, угла отклонения от горизонта, геометрии испарительных трубок и конденсатора, а также теплофизических свойств теплоносителя; 4) физические представления и модели процессов конденсации и кипения теплоносителя в горизонтальных КТС и полученные на их основе зависимости; 5) методика оптимизации геометрии встроенного конденсатора, определяющего термическое сопротивление горизонтального КТС, и оптимальные параметры КТС для конкретных условий их применения.

Практическая ценность. Результаты исследований теплообмена и гидродинамики в горизонтальных КТС использованы ведущей организацией отрасли для разработки СО высокопроизводительных ЭЕМ. Рекомендации по

проектированию горизонтальных КТС использованы КБ опытного завода при изготовлении опытных образцов КТС. На основании результатов работы предложены технические решения "Радиоэлектронный блок" и "Устройство испарительного охлаждения радиоэлектронного блока", новизна которых защищена авторскими свидетельствами.

**Научное положение.** Закономерности теплопередающей способности горизонтального КТС обуславливаются режимом расслоенного движения фаз теплоносителя в испарительных трубках КТС. При этом масштаб движущих сил, определяемый превышением уровня жидкости над обогреваемой поверхностью, согласуется с потерями давления на транспорт теплоносителя. Предельная теплопередающая способность КТС определяется максимальным массовым расходом теплоносителя через испарительные трубки, фиксируемым балансом максимальных движущих сил и сил трения.

Основным конструкторско-технологическим приемом, позволяющим повысить теплопередающую способность горизонтального КТС на 60% и более является применение байпасных адиабатных каналов по пару и жидкости.

**Апробация работ.** Основные результаты работы докладывались на ежегодных научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава и научных сотрудников ОИИТЭ №56, 57, 58 (Одесса 1987... 1990гг); на Второй Всесоюзной конференции "Теплофизика и гидрогаодинамика процессов кипения и конденсации", Рига, 26-28 декабря 1988 г.; на Всесоюзной научно-технической конференции "Холод-народному хозяйству", Ленинград, 1991 г.

**Публикации.** По материалам диссертации опубликовано 10 работ, в том числе получено авторское свидетельство на изобретение и 2 полонимательных решения ВНИИПИЭ.

**Автор защищает:** 1) результаты комплексных экспериментальных исследований теплопередающей способности горизонтальных КТС и процессов теплообмена в них; 2) физические представления о процессах гидродинамики и теплоотдачи в горизонтальных КТС и построенные на их основе математические модели теплопередающей способности и теплопередачи; 3) методику оптимизации геометрии встроенного конденсатора; 4) рекомендации по конструированию горизонтальных КТС, соответствующих требованиям теплоотводящих устройств для СО высокопроизводительных ЭЕМ.

**Структура и объем работ.** Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения и приложения. Работа изложена на страницах машинописного текста, содержит 52 рисунка, 11 таблиц, список литературы из 138 наименований, приложение на 12 страницах.

**СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

В первой главе проведен анализ известных работ, посвященных иссле-

дованиям процессов теплообмена и гидродинамики в двухфазных термосифонах. Установлено отсутствие исследований КТС горизонтальной ориентации, предназначенных для работы в условиях СО ЭЕМ.

Во второй главе приведено описание экспериментального стенда, методики проведения эксперимента, обработки результатов и анализа погрешностей.

Экспериментальные исследования проводились на опытных образцах КТС с различной геометрией испарительных трубок и конденсатора. Для визуализации и фотографирования процессов кипения, конденсации и циркуляции теплоносителя использовались иллюминаторы в коллекторах, а также вставки из кварцевого стекла на участках испарительных трубок. Кроме этого исследовался лабораторный ТС(Л) в виде макета одиночной испарительной трубки, выполненной целиком из кварцевого стекла с использованием иллюминаторов по торцам. Условия проведения экспериментов представлены в таблице 1.

На рис.1 показана схема опытного образца КТС, содержащего восемь испарительных трубок 1, соединенных по концам конденсаторными 2 и распределительным 3 коллекторами, снабженных байпасом 4. Термопары 5, установленные в отверстиях медных пластинок под иллюминаторами 6, подключены к цифровому мультиметру Ц68000 и цифровому устройству через коммутатор 6799/1.

Таблица 1

Условия проведения экспериментов					
Тип ТС и материал конструкции	Размер трубок $\alpha \times \delta$ , мм	Профиль трубок	Тип конденсатора и соотношение его объема с объемом трубок	Теплоноситель и рабочее давление, $P_s$ (МПа)	Исследования механизмов кипения и конденсации, приборы фиксации $Q_{max}$
КТС(0) ст. 8	7,2 x 3,4 530	Трубочато-ребристый	$V_{конд} = V_{исп}$	RII, RI2, R22 0,1...1,5	Визуальное, фото. Авт.
КТС(1) ИВНПОТ	3,5 x 5,5 250	Трубочато-ребристый	$V_{конд} = V_{исп}$	RII3, RII, RI2 0,1...0,6	Косвенное, прибор. Авт.
КТС(2) ИВНПОТ	4,3 x 5,0 270	Плоский	$V_{конд} = 1,7 V_{исп}$	RII3, RII, RI2 0,1...0,6	Косвенное, прибор. Авт.
ТС(Л) Кварцевое стекло	6 600	Трубочатый	$V_{конд} \geq 2 V_{исп}$	RII3, RII, RI2 0,1...0,6	Визуальное, фото. Авт.

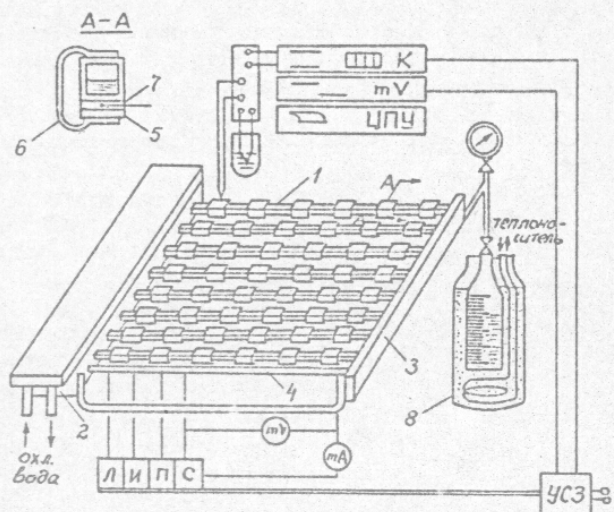


Рис.1. Схема опытного КТС и измерительного комплекса

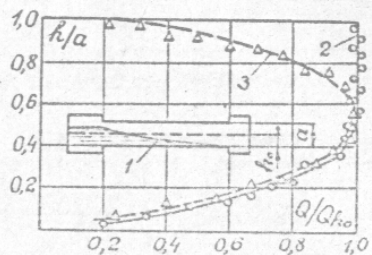


Рис.2. Зависимость теплопередающей способности КТС от уровня заправки теплоносителем  $\Delta - V_{конд} < V_{уст}$ ,  $\sigma - V_{конд} > V_{уст}$

Ограничение температурного уровня испарительных трубок и регистрация точек возникновения кризиса теплообмена осуществлялась цифровым устройством сравнения и защиты. Дозированный ввод теплоносителя в КТС осуществлялся заправочным устройством 7, снабженным мерным сосудом, теплообменником и линией вакуумирования. Для контроля угла  $\theta$  использовались пьезометрические трубки. Визуальные исследования и измерения в испарительных трубах и коллекторах велись с помощью катетометра и сопровождались фотографированием.

В третьей главе приведены результаты экспериментальных исследований теплопередающей способности  $Q$  горизонтального КТС в зависимости от уровня заправки  $h$  и угла отклонения  $\theta$  от горизонта. Экспериментальные данные по теплообмену включают результаты экспериментальных исследований по коэффициенту теплоотдачи в испарительных трубах при кипении, а также при конденсации на оребренной поверхности встроенного конденсатора.

Как показали визуальные исследования с помощью катетометра и фотографирование границы раздела фаз в горизонтальном КТС(0), а также в ТС(Л), рост тепловой нагрузки сопровождается понижением уровня жидкого теплоносителя в испарительной трубке с одновременным повышением его в конденсаторном коллекторе. При этом в трубке реализуется располненный режим движения фаз в противотоке с профилем границы раздела фаз в виде участка плавной кривой вогнутой вниз (рис.2, линия I), крутизна которой возрастает по направлению движения пара.

Достижение предельного значения  $Q$  сопровождается утонением пленки жидкости на участке испарительной трубки, максимально удаленного от источника жидкости - коллектора, до уровня, соответствующего значению капиллярной постоянной  $l = \sqrt{3/(\rho' - \rho'')g}$ . Дальнейшее повышение тепловой нагрузки приводит к разрыву жидкостной пленки и перегреву осушенного участка.

Повышение уровня заправки, начиная от минимального  $h_{min} = l$ , сопровождается увеличением  $Q$  до максимального значения  $Q_{ko}$ , соответствующего  $h = a/2$ . Дальнейшее повышение уровня заправки вплоть до затопления трубки сопровождается постоянством  $Q$  (рис.2, линия 2) для лабораторного ТС(Л), а для КТС(0) с  $V_{конд} \leq V_{уст}$  происходит уменьшение  $Q$  (рис.2, линия 3). В последнем случае наблюдается практически полное затопление объема конденсатора жидким теплоносителем, что приводит к резкому росту давления насыщения  $P_s$ . При этом  $Q$  лимитируется олокированием ограниченного объема конденсатора жидким теплоносителем, вытесняемым потоком пара из трубок, что приводит к резкому росту температуры насыщения  $T_s (P_s)$  и автоматическому отключению нагрузки устройством сравнения. Для лабораторного ТС(Л) с  $V_{конд} > 2V_{уст}$ ,

вытеснение жидкости из трубок не приводит к блокировке конденсатора.

На рис. 3 представлены экспериментальные данные по  $Q=f(\theta)$  для КТС(1) без байпаса (линия 1), для КТС(2) с байпасом по пару (линия 2) и КТС(2) с байпасом по жидкости (линия 3), напоминающие по характеру зависимости  $Q=f(\theta)$ .

Как показали визуальные исследования циркуляции теплоносителя, при изменении угла отклонения  $\theta$  в диапазоне от 0 до 0,5 град. наблюдается расслоенное противоточное движение фаз теплоносителя без видимых деформаций поверхности раздела фаз (рис.4, область I). В диапазоне  $\theta > 0,5$  град. уровень жидкого теплоносителя перекрывает сечение испарительной трубки в нижней ее части, что приводит к перемещению жидкостных мостиков по длине трубки под действием паровых снарядов. Режим движения теплоносителя становится пульсирующим, характеризующимся периодическим выбросом большей части жидкости из испарительной трубки с последующим стеканием вдоль нижней образующей. Для КТС(1) с  $V_{конд} \leq V_{исп}$  это приводит к блокированию конденсатора, что снижает теплопередающую способность, а для КТС(2) с  $V_{конд} > V_{исп}$  увеличение  $\theta > 0,5^\circ$  сопровождается дальнейшим ростом  $Q$  (рис.4, область 2).

Экспериментальные исследования эффективности теплообмена в горизонтальных ТС (рис.5) показали, что определяющим термическим сопротивлением обладает зона конденсации, что обусловлено жестким ограничением наружных размеров конденсатора, а также частичным затоплением его поверхности конденсатом. Это обстоятельство приводит к необходимости использовать для конденсатора профилированную поверхность из материалов с высокой теплопроводностью, а также оптимизировать его основные геометрические параметры: межреберный зазор  $S$  и посадочный диаметр  $d$  конденсатора на теллосток (рис.6).

Визуальные исследования процессов кипения теплоносителя в испарительных трубках горизонтального ТС с локальным приложением тепловой нагрузки вдоль нижней образующей показали, что повышение плотности теплового потока сопровождается как увеличением плотности центров парообразования так и распространением этих центров в направлении от нижней образующей испарительной трубки, где температурный напор  $\Delta T$  имеет максимальное значение.

В четвертой главе приводится анализ данных экспериментального исследования процессов циркуляции и теплообмена в горизонтальных двухфазных ТС и обосновывается модели для описания зависимостей теплопередающих характеристик от основных конструкторско-технологических факторов, а также теплофизических свойств теплоносителя. На основе физических представлений о механизме циркуляции теплоносителя, полученных при визуальных исследованиях, теоретически исследована зависимость теплопере-

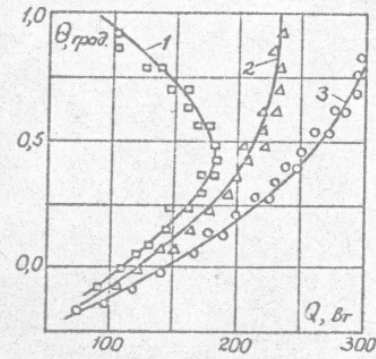


Рис.3. Зависимость теплопередающей способности от угла наклона  $\square$  - КТС(1),  $\Delta$  - КТС(2) - байпас по пару,  $\circ$  - КТС(2) - байпас по жидкости

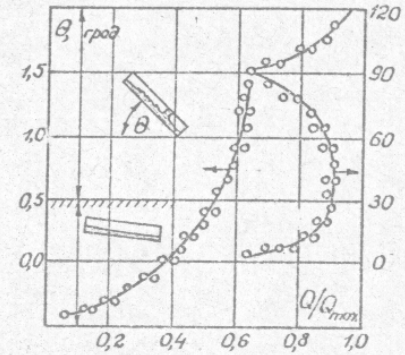


Рис.4. Зависимость теплопередающей способности ТС с одной трубой от угла наклона

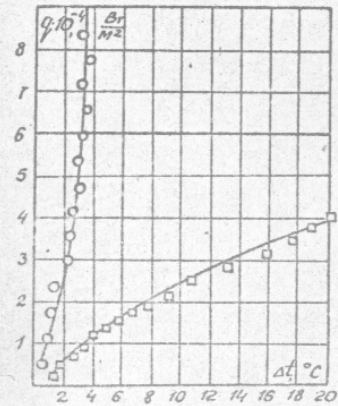


Рис.5. Температурный напор при кипении ( $\circ$ ) и конденсации ( $\square$ ) в КТС(0)

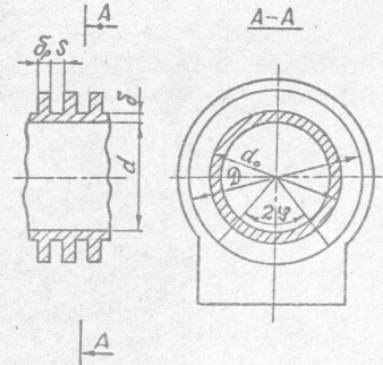


Рис.6. Геометрия оребренной поверхности конденсатора, встроеного в коллектор КТС(0)

вытеснение жидкости из трубок не приводит к блокировке конденсатора.

На рис. 3 представлены экспериментальные данные по  $Q=f(\theta)$  для КТС(1) без байпаса (линия 1), для КТС(2) с байпасом по пару (линия 2) и КТС(2) с байпасом по жидкости (линия 3), напоминающие по характеру зависимости  $Q=f(\theta)$ .

Как показали визуальные исследования циркуляции теплоносителя, при изменении угла отклонения  $\theta$  в диапазоне от 0 до 0,5 град. наблюдается расслоенное противоточное движение фаз теплоносителя без видимых деформаций поверхности раздела фаз (рис. 4, область 1). В диапазоне  $\theta > 0,5$  град. уровень жидкого теплоносителя перекрывает сечение испарительной трубки в нижней ее части, что приводит к перемещению жидкостных мостиков по длине трубки под действием паровых снарядов. Режим движения теплоносителя становится пульсирующим, характеризующимся периодическим выбросом большей части жидкости из испарительной трубки с последующим стеканием вдоль нижней образующей. Для КТС(1) с  $V_{конд} \leq V_{исп}$  это приводит к блокированию конденсатора, что снижает теплопередающую способность, а для КТС(2) с  $V_{конд} > V_{исп}$  увеличение  $\theta > 0,5^\circ$  сопровождается дальнейшим ростом  $Q$  (рис. 4, область 2).

Экспериментальные исследования эффективности теплообмена в горизонтальных ТС (рис. 5) показали, что определяющим термическим сопротивлением обладает зона конденсации, что обусловлено жестким ограничением наружных размеров конденсатора, а также частичным затоплением его поверхности конденсатом. Это обстоятельство приводит к необходимости использовать для конденсатора профилированную поверхность из материалов с высокой теплопроводностью, а также оптимизировать его основные геометрические параметры: межреберный зазор  $S$  и посадочный диаметр  $d$  конденсатора на теллосток (рис. 6).

Визуальные исследования процессов кипения теплоносителя в испарительных трубках горизонтального ТС с локальным приложением тепловой нагрузки вдоль нижней образующей показали, что повышение плотности теплового потока сопровождается как увеличением плотности центров парообразования так и распространением этих центров в направлении от нижней образующей испарительной трубки, где температурный напор  $\Delta T$  имеет максимальное значение.

В четвертой главе приводится анализ данных экспериментального исследования процессов циркуляции и теплообмена в горизонтальных двухфазных ТС и обосновывается модели для описания зависимостей теплопередающих характеристик от основных конструкторско-технологических факторов, а также теплофизических свойств теплоносителя. На основе физических представлений о механизме циркуляции теплоносителя, полученных при визуальных исследованиях, теоретически исследована зависимость теплопере-

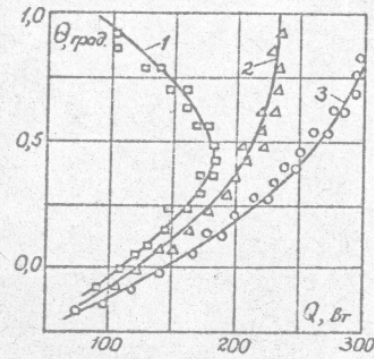


Рис. 3. Зависимость теплопередающей способности от угла наклона  
 □ - КТС(1), △ - КТС(2) - байпас по пару, ○ - КТС(2) - байпас по жидкости

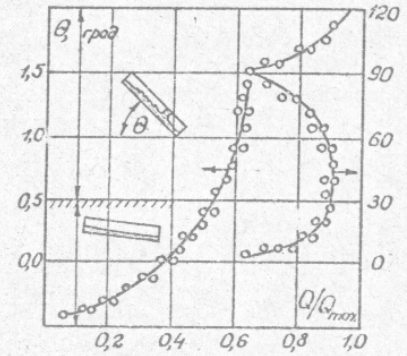


Рис. 4. Зависимость теплопередающей способности ТС с одиночной трубкой от угла наклона

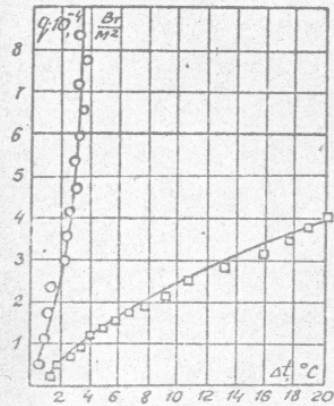


Рис. 5. Температурный напор при кипении (○) и конденсации (□) в КТС(0)

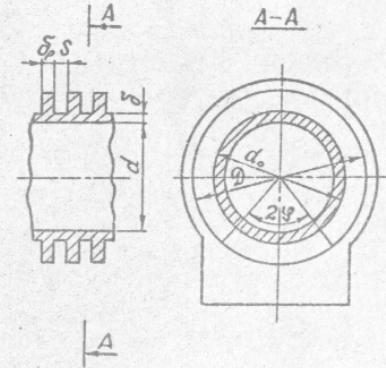


Рис. 6. Геометрия ребренной поверхности конденсатора, встроеного в коллектор КТС(0)

дающей способности горизонтального ТС от уровня заправки и теплофизических свойств теплоносителя.

Для элементарного объема испарительной трубки (рис.7), в которой происходит встречное движение паровой и жидкостной фаз теплоносителя, записаны уравнения баланса сил в виде:

$$dp'S' = \tau_c' \Pi_c' dl + \tau_r' b dl + S'(\rho'w')dw' + \zeta'S'(\rho'w')dw', \quad (1)$$

$$dp''S'' = \tau_c'' \Pi_c'' dl + \tau_r'' b dl + S''(\rho''w'')dw'' + \zeta''S''(\rho''w'')dw'', \quad (2)$$

$$\rho'gclh \geq dp' + dp'', \quad (3)$$

где  $S^{(n)}$ ,  $\Pi^{(n)}$  - площадь и периметр поперечного сечения потока жидкости (пара),  $\zeta$  - коэффициент местного сопротивления.

При этом сделаны следующие допущения: а) движение жидкости и пара однонаправленное с плоской границей раздела фаз, б) взаимодействие на границе раздела фаз подчиняется закону "сухого" трения (не учитывается перенос импульса, обусловленный испарением), а граничные условия выражаются как:

$$\tau_r' \approx \tau_r'', \quad \rho_r' = \rho_r'' + 4\delta/d_{TP} \approx \rho_r''.$$

Принимая во внимание, что  $\tau_c^{(n)} = \lambda \rho^{(n)} [w^{(n)}]^2$ ,  $w^{(n)} = \frac{Q}{2\rho^{(n)}S^{(n)}}$ ,  $Q = qbl$ ,  $\zeta = 1$  уравнения (1), (2) и (3) приводятся к виду:

$$\rho'gclh \geq \frac{\lambda \rho' \Pi_c' (qbl)^2}{8S'^2 (\rho' S')^2} dl + \frac{\lambda \rho'' \Pi_c'' (qbl)^2}{8S''^2 (\rho'' S'')^2} dl + \rho'w'dw' + \rho''w''dw'' + \zeta'\rho'w'dw' + \zeta''\rho''w''dw'' \quad (4)$$

Интегрирование (4) с подстановкой  $\frac{qbl}{2\rho S} = w$  дает:

$$\rho'gh \geq \frac{\lambda \rho' \Pi_c' (w')^2 l}{24S'^2} + \frac{\rho'(w')^2}{2} + \zeta' \frac{\rho'(w')^2}{2} + \frac{\lambda \rho'' \Pi_c'' (w'')^2 l}{24S''^2} + \frac{\rho''(w'')^2}{2} + \zeta'' \frac{\rho''(w'')^2}{2} \quad \text{или}$$

$$\rho'gh \geq \left( \lambda + \frac{24\zeta'}{\Pi_c' l} \right) \frac{\rho' \Pi_c' l (w')^2}{24S'^2} + \left( \lambda + \frac{24\zeta''}{\Pi_c'' l} \right) \frac{\rho'' \Pi_c'' l (w'')^2}{24S''^2} \quad (5)$$

Обозначив  $\xi = \lambda + \frac{24\zeta}{\Pi_c l}$  подставим значение  $w = Q/(2\rho S)$  в (5), которое после преобразований примет вид:

$$\rho'gh \geq \left( \frac{Q}{2} \right)^2 \frac{1}{24} \left[ \frac{\xi' \Pi_c' l}{\rho'(S')^3} + \frac{\xi'' \Pi_c'' l}{\rho''(S'')^3} \right] \quad (6)$$

Обозначив отклонение границы раздела фаз от середины профиля трубки как  $\Delta H$ , можно записать:

$$H = H_0 + \Delta H, \quad S' = S_0 (H_0 - \Delta H) / 2H_0, \quad S'' = S_0 (H_0 + \Delta H) / 2H_0,$$

$$\Pi_c' = \Pi_0 - 2\Delta H, \quad \Pi_c'' = \Pi_0 + 2\Delta H, \quad \text{где } S_0 = ab, \quad \Pi_0 = a + 2b, \quad H_0 = a/2.$$

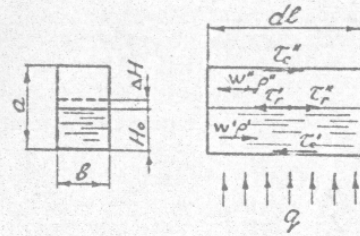


Рис.7. Расчетная схема сил, действующих на элементарный объем горизонтальной испарительной трубки

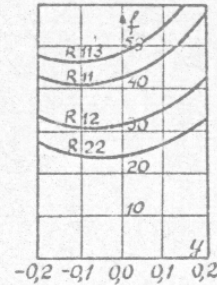


Рис.8. К определению оптимального уровня заправки

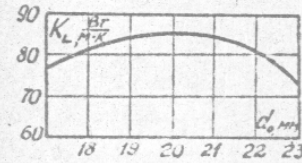


Рис.9. Изменение эффективности теплообмена при конденсации от диаметра конденсатора

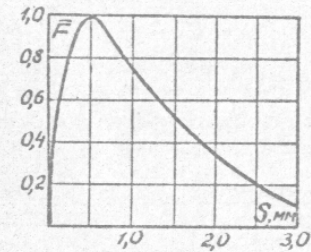


Рис.10. Зависимость незагрязненной поверхности конденсатора от межреберного зазора

Из уравнения (6) теплопередающая способность одной испарительной трубки определяется как:

$$Q = \alpha \rho' \sqrt{3 S_0^3 g / \xi' l} \sqrt{\left(1 + \Delta H / H_0\right) \left[ \frac{\left(\pi_0 / H_0 - 2 \Delta H / H_0\right) \xi'' \rho''}{\left(1 - \Delta H / H_0\right)^2 \xi' \rho'} + \frac{\pi_0 / H_0 + 2 \Delta H / H_0}{\left(1 + \Delta H / H_0\right)^2} \right]} \quad (7)$$

Оптимальное значение  $(\Delta H)_{opt}$ , обеспечивающее максимальное значение  $Q = Q_{max}$  находится из условия:  $\frac{\partial Q}{\partial (\Delta H / H_0)} = 0$  (8)

или  $\frac{\partial f}{\partial y} = 0$ , где  $f = \frac{(\bar{\pi} - 2y)A}{(1+y\bar{\pi}-y)^2} + \frac{\bar{\pi} + 2y}{(1+y)^2}$ ,  $\bar{\pi} = \frac{\pi_0}{H_0}$ ,  $y = \frac{\Delta H}{H_0}$ ,  $A = \frac{\xi'' \rho''}{\xi' \rho'}$ .

На рис.8 представлено изменение  $f(y)$  для хладонов R113, R11, R12, R22 при  $\alpha = 7,2 \cdot 10^{-3}$  м,  $\beta = 3,4 \cdot 10^{-3}$  м и температуре насыщения  $t_s = 30$  С, что соответствует условиям эксперимента для опытных горизонтальных ТС.

Из рис.8 следует, что максимальное значение  $Q = Q_{max}$  реализуется при  $y = y_{opt} = -0,15 \dots -0,05$  или  $\Delta H_{opt} = -0,5 \dots -0,2$  мм. Нижний предел  $\Delta H_{opt} = -0,5$  мм относится к хладонам с невысоким рабочим давлением, например R11, а верхний  $\Delta H_{opt} = -0,2$  мм к хладонам с повышенным рабочим давлением, например R22. Эксперимент показывает оптимальное значение  $\Delta H_{opt} = (0 \dots 1)$  мм, что близко к расчетному. Таким образом, учитывая экспериментальные данные, можно принять  $\Delta H_{opt} = 0$ . При этом теплопередающая способность горизонтального ТС равна:

$$Q^* = \alpha \rho' \sqrt{3 \rho'' g / (\xi'' \rho'' + \xi' \rho')} \sqrt{S_0^3 H_0 / l \pi_0} \quad (9)$$

или  $Q^* = 1,22 \alpha \rho' \sqrt{\rho'' / (\xi'' \rho'' + \xi' \rho')} \alpha^2 \beta \sqrt{g \beta / l (\alpha + 2\beta)}$ . (10)

Расчетные значения теплопередающей способности  $Q$  по одной испарительной трубке КТС для теплоносителей с наиболее благоприятными теплофизическими свойствами приведены в таблице 2, там же приведены экспериментальные значения ( $Q^*$ ), Вт.

Таблица 2  
Теплопередающая способность горизонтальных КТС по одной трубке

теплоноситель / тип КТС	R113	R11	R12	R22
КТС(0)	19 (18)	26 (24)	42 (40)	55 (52)
КТС(1)	14 (13)	18 (16)	30 (28)	...
КТС(2)	15 (14)	20 (18)	34 (32)	...
ТС(Л)	18 (15)	25 (21)	39 (33)	...

Анализ экспериментальных данных, полученных на ТС(Л) со стеклянной испарительной трубкой (рис.4), показал, что при отклонении от горизонта с увеличением угла  $\theta$  в диапазоне от 0 до 45 град теплопередающая способность изменяется по закону:

$$Q^{\theta=0 \dots 45^\circ} = 2,3 Q^* \left\{ 1,057 - \frac{1}{[e_{\alpha}(\theta + 3,34)]^{2,5}} \right\}, \quad (11)$$

а при дальнейшем увеличении угла рекомендуется эмпирическая зависимость  $Q^{\theta=45^\circ \dots 90^\circ} = 2,3 Q^* \left\{ 1,3 - \frac{1}{e_{\alpha}(93,16 - \theta)} \right\}$ . (12)

На основе проведенных исследований разработан опытный горизонтальный коллекторный термосон для СО высокопроизводительных ЭВМ/7/. Экспериментальные исследования разработанной модификации КТС подтвердили повышение устойчивости циркуляции теплоносителя и теплопередающей способности примерно в 2 раза.

Как отмечалось выше, определяющее влияние на термическое сопротивление горизонтального КТС оказывает зона конденсации (рис.5). В связи с этим оптимизация трубчато-ребристых поверхностей конденсатора при жестких ограничениях на внешние размеры коллекторов КТС является актуальной. Эффективным способом повышения коэффициента теплопередачи является повышение коэффициента оребрения  $\beta$ .

При фиксированном наружном диаметре оребрения  $\Phi$  и длине конденсатора  $L_k$  повышение  $\beta$  достигается увеличением числа поперечных ребер (за счет уменьшения шага ребер  $S_p$ ) и уменьшением внутреннего диаметра  $d$  при фиксированной толщине стенки конденсатора  $\delta$  (рис.6). Однако, уменьшение межреберного зазора  $S$  при заданной толщине ребра сопровождается большим затоплением межреберного пространства, а уменьшение  $d$  приводит к увеличению термического сопротивления со стороны теплостока. Таким образом, изменяя основные параметры поверхности конденсации с внешней стороны ( $S$ ) и внутренней ( $d$ ), можно найти оптимальную геометрию конденсатора.

При оптимизации конденсатора по  $S$  рассматривалась физическая модель затопления межреберного зазора с учетом стекания конденсата под действием сил тяжести по межреберным канавкам и удержания его силами поверхностного натяжения в нижнем секторе с углом, равным:

$$2\varphi = 2 \arccos(1 - 2H/\Phi),$$

где  $H = 2\beta/\rho' g S$  - высота капиллярного поднятия конденсата.

Тогда поверхность конденсации, свободная от затопления (на единицу длины конденсатора), равна:

$$F_p = \pi [\Phi^2 - (d + 2\delta)^2] \left[ 1 - \frac{\arccos(1 - 4\beta/S \rho' g)}{\pi} \right] / 2(\delta_p + S) \quad (13)$$

При этом, оптимальное значение межреберного зазора  $S^{opt}$  находится из условия:  $\frac{\partial F_p}{\partial S} = 0$ . (14)

С учетом технологических ограничений в виде

$$S \geq S_{min}; \quad \delta_p > \delta_{pmin}; \quad \Phi \leq \Phi_{max}; \quad d \geq d_{min}$$

решение уравнения (14) методом последовательных приближений дает  $S^{opt}$ . Для оптимизации конденсатора по внутреннему диаметру  $d$  использовалась зависимость по определению коэффициента теплопередачи  $K_L$  в виде:

xv 1112  
ИНСТИТУТ ХОЛОДА  
ОНАХТ  
Библиотека

$$\frac{1}{K_c} = \frac{1}{\alpha_c d} + \frac{1}{2\lambda} L_n \frac{d_o}{d} + \frac{\pi(\delta_p + s)}{\alpha_n F_p E}, \quad (15)$$

где  $\alpha_c = \alpha_c F(n) q^{0,75}$ ,  $\alpha_n = 0,943^{1/3} B(q, H_0)^{-2/3}$ ,  
 $B = \lambda' [\tau(\rho' - \rho'') q / \rho']^{1/3}$ ,  $H_0 = \frac{\pi(D^2 - d_o^2)}{4d_o}$ .

На рис. 9 и 10 представлены зависимости  $\bar{F} = \frac{F_{max}}{F_p} = f(s)$  и  $K_c = f(d)$  при  $S^{0,75} = 0,5$  мм и  $D = 24$  мм. На основе приведенной методики спроектированы оптимальные конструкции конденсаторов опытных КТС, имеющих минимальное термическое сопротивление зоны конденсации в условиях названных выше конструктивных ограничений.

#### ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Двухфазные КТС могут устойчиво и эффективно передавать тепло не только в вертикальном, но и в горизонтальном положении при подводе тепла со стороны нижней образующей. В связи с этим КТС могут использоваться как перспективные групповые теплоотводы в СО высокопроизводительных ЭМ, вычислительных комплексов и других теплонагруженных устройств электронной техники.

2. Максимальная теплопередающая способность КТС определяется условием согласования максимального движущего напора, масштаб которого связан с высотой уровня жидкости на входе в испарительные трубки относительно поверхности нагрева, с полным гидравлическим сопротивлением циркулирующего теплоносителя.

3. Устойчивая и эффективная работа КТС в горизонтальном положении сильно зависит от таких технологических факторов как относительный объем заправки, плоскостность конструкции, отклонение поверхности КТС от горизонтального положения.

4. Результаты исследования горизонтальных КТС свидетельствуют, что оптимальный объем заправки соответствует ~50 % заполнения испарительных трубок в нерабочем положении, при этом существуют оптимальные конструктивные параметры встроенных поверхностей конденсаторов. Так, при ограничении на внешний диаметр  $D = 24,5$  мм и при использовании в качестве теплоносителя хладагента R22, основные геометрические параметры конденсатора, выполненного в виде оребренной трубы имеют следующие значения: высота ребра  $h = 1,25$  мм, диаметр основания  $d_o = 22$  мм, зазор между ребрами у основания  $S_o = 0,5$  мм, толщина ребра у основания  $S_s = 0,75$  мм и на вершине  $S_v = 0,25$  мм, шаг оребрения  $S_r = 1,25$  мм.

Эффективным конструктивно-технологическим приемом повышения теплопередающей способности горизонтальных КТС является введение байпасных каналов по пару и жидкости, что позволяет при прочих равных усло-

виях увеличить  $Q_{max}$  в 1,5...2,5 раза.

6. Закономности теплообмена на участках теплоотвода и теплоподвода горизонтальных и вертикальных КТС при рабочих параметрах согласуются с соответствующими закономерностями при кипении и конденсации в тождественных условиях свободного объема.

7. Теплопередающая способность вертикальных КТС подчиняется известным закономерностям по однотрубным двухфазным ТС при равномерной нагрузке на испарительные трубки. При неравномерной нагрузке проявляется перераспределение потоков жидкости и пара таким образом, что в трубке с меньшей нагрузкой реализуется преимущественно опускное движение жидкости, а в трубке с большей нагрузкой — подъемное пара.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Денисов Ю.П., Афанасьев Б.А., Гарда А.И. Экспериментальное исследование работоспособности термосифона в горизонтальном положении // Холодильная техника и технология: Респ. межвед. науч.-техн. сб. — Киев, 1988. — Вып. 47. — с. 32-37.
2. Афанасьев Б.А., Билковский О.Б., Денисов Ю.П. Теплоотдача при кипении и конденсации в термосифонных охладителях. Тез. докл. Второй Всесоюзной конференции "Теплофизика и гидродинамика процессов кипения и конденсации", т. 2, 26-28 дек. Рига, 1988 — с. 131-133.
3. Денисов Ю.П., Афанасьев Б.А. Теплообмен и гидродинамика в горизонтальных коллекторных термосифонах — элементах хладоновой системы охлаждения РЭА. Тез. докл. Всесоюзной научно-технической конференции // "Холод — народному хозяйству". — Л.: ЛТИИЛ, 1991. — с. 23.
4. Денисов Ю.П., Афанасьев Б.А. Экспериментальное исследование теплообмена при конденсации в коллекторном термосифоне // Холодильная техника и технология: Респ. межвед. науч.-техн. сб. — Киев, 1991. — Вып. 53 — с. 15-19.
5. Смирнов Г.Ф., Денисов Ю.П. Оптимизация трубчато-ребристых поверхностей конденсаторов коллекторных термосифонов // Холодильная техника и технология: Респ. межвед. науч.-техн. сб. — Киев, 1991. — Вып. 53. — с. 20-23.
6. Денисов Ю.П., Афанасьев Б.А. Экспериментальное исследование теплообмена в испарительных каналах коллекторного термосифона. // Вопросы радиоэлектроники. Сер. РЭО. — 1991. — Вып. 2. — с. 89-93.
7. Денисов Ю.П., Смирнов Г.Ф., Афанасьев Б.А. Теплообмен и гидродинамика в горизонтальных двухфазных коллекторных термосифонах. / Рук. деп. в УкрНИИТИ, № 1069 — Укр 91. — 12 с.
8. А.С. 1623550 СССР, МКИ H05K7/20. Радиоэлектронный блок / Афанасьев Б.А., Денисов Ю.П., Смирнов Г.Ф., Резников Г.Ф. № 4450280/21 от 27.06.89г.
9. Афанасьев Б.А., Денисов Ю.П., Смирнов Г.Ф., Резников Г.Ф. Устройство

испарительного охлаждения радиоэлектронного блока. - Положительное решение ВНИИПО о выдаче А.С. по заявке № 4455321/21 от 05.07.88 г.  
Ю. Денисов Ю.П., Афанасьев Б.А. Устройство испарительного охлаждения. - Положительное решение ВНИИПО о выдаче А.С. по заявке № 4820854/06 от 03.05.90 г.

Условные обозначения

$a, b$  - высота, ширина профиля испарительной трубки, м;  $d$  - диаметр, м;  $E$  - эффективность оребрения;  $F$  - площадь поверхности, м;  
 $F(p)$  - функция давления;  $f^0$  - функция;  $G$  - массовый расход, кг/с;  
 $g$  - ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;  $H$  - высота, м;  $h$  - уровень заправки, м;  $L$  - длина, м;  $Q$  - теплопередающая способность, Вт;  
 $q$  - плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  $z$  - скрытая теплота парообразования, Дж/кг;  $T, t$  - температура, К(°С);  $V$  - объем, м<sup>3</sup>;  
 $v$  - удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;  $\Pi, \mu$ ;  $S, m^2$  - периметр и площадь поперечного сечения потока;  $w$  - скорость течения, м/с;  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>К);  $\beta$  - коэффициент оребрения;  $\delta$  - толщина, м;  
 $\zeta$  - коэффициент местного сопротивления;  $\theta$  - угол наклона КТС, град.;  $\lambda$  - теплопроводность, Вт/(м·К); коэффициент гидравлического сопротивления;  $\nu$  - кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;  $\xi$  - коэффициент сопротивления;  $\rho$  - плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $\sigma$  - поверхностное натяжение, н/м;  $\tau$  - касательное напряжение, Па;  $\varphi$  - угол сектора затопления, град.

И н д е к с ы

$b$  - внутренний;  $г$  - горизонтальный;  $чп$  - испарение;  $конд$  - конденсация;  $н$  - наружный;  $о$  - начальное состояние;  $р$  - расчетное, ребро;  $с$  - стенка;  $э$  - эквивалентный, экспериментальный;  $мах$  - максимальный;  $опт$  - оптимальный;  $с$  - насыщения;  $'$ ,  $''$  - жидкая и паровая фазы.

*topol*