

УДК 621.643.2:536.24

## АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АММИАЧНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ ПОВЫШЕННОЙ ТЕПЛОВОЙ ПРОВОДИМОСТИ ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ<sup>1</sup>

© 2008 А.Л. Лукс, А.Г. Матвеев<sup>2</sup>

Работа представляет собой комплексное экспериментальное исследование теплофизических характеристик ТТ, выполненное по заказу с ФГУП ГНП РКЦ "ЦСКБ-ПРОГРЕСС", применяемых в системах терморегулирования космических аппаратов. Проведен сравнительный анализ основных расчетных и экспериментальных теплофизических характеристик аммиачных ТТ повышенной тепловой проводимости  $\Omega$ -образной (каплевидной) капиллярной структурой конструкционного фитиля из алюминиевых сплавов АД31 (6060, 6061, 6063) различных типоразмеров и конфигураций по результатам испытаний в лаборатории "Теплоэнерготехника" Управления научных исследований СамГУ, в научно-исследовательском центре им. М.В.Келдыша (Центре Келдыша), а также в корпорации Лавочкина, осуществляемых по программе квалификационных испытаний в строгом соответствии с европейским стандартом ESA PSS-049 и отечественными стандартами. Полуэмпирические зависимости для теплопередающей способности и термических сопротивлений при рабочей температуре теплоносителя удовлетворительно описывают опытные данные. Даны рекомендации для проектирования и эксплуатации улучшенных артериальных тепловых труб.

**Ключевые слова:** тепловая труба, проводимость, термическое сопротивление, коэффициент теплопередачи, сотованель.

### Введение

Основной принцип функционирования системы обеспечения теплового режима (СОТР) заключается в поддержании требуемого диапазона температур на посадочных местах тепловыделяющего оборудования космическо-

<sup>1</sup>Представлена доктором физико-математических наук, профессором Ю.Н. Радаевым.

<sup>2</sup>Лукс Александр Леонидович, Матвеев Андрей Григорьевич (Matveev1974@yandex.ru), управление научных исследований Самарского государственного университета, 443011, Россия, г. Самара, ул. Акад. Павлова, 1.

го аппарата (КА) при заданных энергопотреблениях. При энергопотреблении аппаратуры ниже заданного штатного значения для поддержания заданного диапазона температур посадочных мест аппаратуры в СОТР применяется компенсация тепловыделений путем автоматического включения электронагревателей со средневитковым энергопотреблением, не превышающим разницу заданного и фактического. При восстановлении заданного значения температуры посадочных мест аппаратуры электронагреватели отключаются. Другим способом является использование автоматических средств регулирования теплового потока, отводимого в окружающую среду.

Для минимизации массоэнергетических параметров системы целесообразно использовать принцип естественной, нерегулируемой передачи тепловой мощности с более высокого температурного уровня на низкий. Это обеспечивается отбором тепловой мощности, выделяемой аппаратурой, от ее посадочных мест на термоплатах (панелях), передачей этой мощности на радиационный теплообменник (РТО) и отводом ее с РТО в окружающее пространство. Наиболее предпочтительным средством реализации этого принципа являются тепловые трубы (ТТ), работающие на основе замкнутого испарительно-конденсационного цикла. ТТ отличаются высокой эффективной теплопроводностью, в десятки раз превышающей теплопроводность металлов. Это позволяет оптимально решать многие инженерные задачи, связанные с передачей тепла с минимальными потерями, охлаждением и термостатированием или термостабилизацией различных объектов, использующихся как на Земле, так и в космическом пространстве.

Отсутствие в конструкциях ТТ движущихся механических частей, использование для движения теплоносителя только малых капиллярных сил, высокая плотность передаваемого теплового потока при минимальных перепадах температур (термических сопротивлениях) и автономность работы каждой из них, возможность резервирования, минимальное обслуживание и малый удельный вес, бесшумная работа создает им преимущества и обеспечивает надежность и долговечность перед иными способами термостатирования заданного объекта на борту КА. Панели с вмонтированными в них ТТ — надежная защита от ударов микрометеоритов.

В качестве корпусов ТТ могут использоваться профили специальной конструкции из алюминиевых сплавов, одноканальные или двухканальные. В качестве теплоносителя (рабочего тела) ТТ могут использоваться хладоны, пропилен, аммиак, азот, кислород, аргон, щелочные металлы, вода и др. Как правило, в космической технике широко используется аммиак высокой чистоты.

ТТ могут иметь гибкую транспортную зону, обеспечивать одностороннюю проводимость тепла при достижении объектом заданной температуры, работать против сил тяжести (подвод тепла выше зоны отвода тепла) или в условиях микрогравитации.

Используемые методы проверки работоспособности ТТ — термовакуумные испытания (ТВИ) каждого образца и экспресс-контроль в составе из-

деля. О работоспособности ТТ при перегрузках могут свидетельствовать испытания при превышении испарителя над конденсатором.

Перечисленные особенности ТТ обеспечивают СОТР наибольший ресурс, наименьшую массу, габариты и энергопотребление по сравнению с жидкостной и тем более газовой системами терморегулирования.

В принципиальном плане ТТ с продольными канавками отличаются от других типов ТТ видом и способом изготовления капиллярной структуры конструкционного фитиля. ТТ изготавливаются как единое целое совместно с корпусом из алюминиевого сплава АД-31 по российскому стандарту ГОСТ 4784-74 или сплавов 6060, 6061, 6063 по американскому стандарту AMS 4116 методом экструзии (горячего прессования под высоким давлением жидкого металла через специальную охлаждаемую матрицу), который обеспечивает высокую точность и стабильность конструктивно-технологических параметров по длине трубы.

Эта особенность изготовления капиллярной структуры конструкционного фитиля позволяет получать практически любые профили поперечного сечения (рис. 1) и осуществлять изгибы транспортной (адиабатической) зоны ТТ с малыми радиусами, но не менее трех внешних диаметров. Указанные особенности должны учитываться при конструкторско-технологических разработках ТТ и теплообменных устройств на их основе по техническим заданиям заказчиков, при их серийном изготовлении, испытаниях и поставках на конкретные изделия.

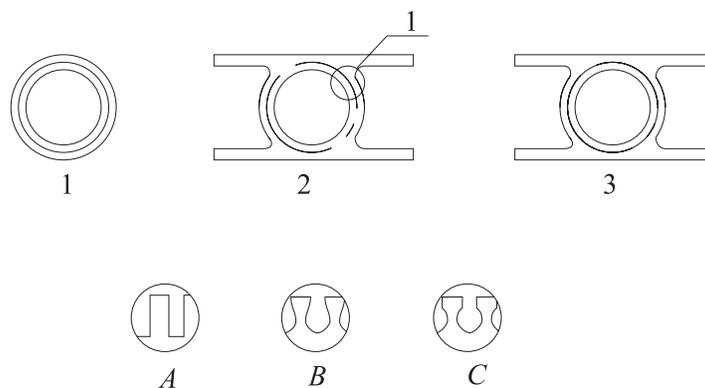


Рис. 1. Типы профилей тепловых труб

Имеющийся ассортимент ТТ с аксиальными канавками, выпускаемый отечественной промышленностью, достаточно широк и технологически разнообразен. Набор рабочих теплоносителей — от криогенного диапазона до высокотемпературного. Это открывает большие возможности для проектирования практически разнообразных СОТР. Наиболее часто используемые в промышленности профили ТТ и их конструктивные размеры приведены в табл. 1.

В качестве теплоносителя ТТ используется аммиак повышенной чистоты

Таблица 1

## Конструктивные размеры различных профилей ТТ

Тип ТТ	Шифр	Наружный диаметр, $D_H$ мм	Число ребер	Глубина канавки, мм	Ширина полки, мм	Макс. теор. масса 1 пог.м., кг.
2,А	ТР10П	$10 \pm 0,3$	24	1,0	44	0,300
2,А	ТР12П	$12 \pm 0,3$	30	1,0	44	0,340
2,А	ТР14П	$14 \pm 0,35$	36	1,0	44	0,384
2,А	ТР16П	$16 \pm 0,4$	42	1,0	44	0,421
3,А	ТР15П	15	30	1,1	30	0,416
2,С	АС-КРА7.3-Р1	12,5	17	1,1	30	0,235
3,С	АС-КРА7.3-Р2	12,5	17	1,1	30	0,348
2,С	АС-КРА7.8-Р1	14,0	19	1,3	30	0,255
3,С	АС-КРА7.8-Р2	14,0	19	1,3	30	0,388
2,В	ТР22П	22	30	1,56	24	

ты. Способ получения высокочистого аммиака из аммиака технической чистоты обеспечивает получение продукта, содержащего, по крайней мере, 99,999% аммиака, не более  $1 \cdot 10^{-5}\%$  неконденсирующихся газов, не более  $5 \cdot 10^{-4}\%$  влаги в транспортируемом контейнере. Аммиак, получаемый непосредственно на промышленной установке в количестве до 1 кг в сутки, содержит влаги не более  $1 \cdot 10^{-5}\%$ . Сверхчистый аммиак используется для различных целей: в теплофизике как низкотемпературный теплоноситель для тепловых труб, в микроэлектронике — в ходе кристаллизации и т.д.

Диапазон эффективной работы такой ТТ от минус 60 до плюс 70 °С. Диапазон допустимых температур от минус 70 до плюс 120 °С.

В НИЛ "Теплоэнерготехника" УНИ СамГУ разработаны лабораторные установки и высокоточные методики для испытаний ТТ повышенной тепловой проводимости, созданы рабочие места для проведения работ с аммиачными тепловыми трубами. Проводятся испытания опытных и штатных ТТ для нужд ФГУП ГНПРКЦ "ЦСКБ-Прогресс" (ПСИ, КИ, ПИ, КДИ). Результаты ускоренных ресурсных испытаний запроважденных аммиаком ТТ в ряде организаций показывают их качество и высокий ресурс.

Система измерения и регистрации отличается высокой точностью и полнотой получаемых в экспериментах данных; испытания позволяют прогнозировать теплофизические характеристики ТТ — базовых элементов СТР КА.

## 1. Теоретическая часть

Согласно государственному стандарту ГОСТ 23073-78 тепловыми трубами называются испарительно-конденсационные устройства для передачи тепла. В них перенос скрытой теплоты парообразования осуществляется за счет испарения жидкости в зоне подвода тепла (испарителя) и конденсации ее паров в зоне отвода (конденсатора), то есть при фазовых переходах. При этом замкнутая циркуляция теплоносителя внутри корпуса поддерживается действием капиллярных или массовых сил (гравитационных, центробежных и др.).

К важнейшим универсальным теплофизическим характеристикам ТТ относятся удельное термическое сопротивление и коэффициент теплопередачи.

Термическое сопротивление ТТ определяется как величина, численно равная отношению разности среднесurfaceных температур корпуса в зонах испарения и конденсации к тепловому потоку (К/Вт), а ей обратная величина — как тепловая проводимость (Вт/К).

В соответствии с законом теплопроводности Фурье тепловой поток, возникающий как следствие температурного перепада ( $T_1 - T_2$ ) по длине ТТ, вычисляется по уравнению

$$Q = \frac{1}{R}(T_1 - T_2), \quad (1)$$

где  $R$  — термическое сопротивление.

Конвективный теплоперенос насыщенным паром описывается уравнением Клаузиуса–Клайперона. Оно связывает температуру и давление насыщенного пара внутри канала ТТ с перепадом температуры по длине ( $T_1 - T_2$ ):

$$T_1 - T_2 = \frac{T_v(P_1 - P_2)}{\rho_v \tilde{r} J}. \quad (2)$$

Тепловая труба работает ниже пределов (ограничений) передаваемой тепловой мощности. Ограничение рабочих параметров (максимальной переносимой мощности) в ТТ связано с предельной перекачивающей способностью капиллярной структуры или капиллярным впитыванием фитиля (капиллярное ограничение), с запирающим парового потока в паровом канале (звуковой предел), уносом (срывом) капель жидкости с межфазной границы "жидкость–пар" фитиля паром, который движется с большой скоростью, чем жидкая пленка (ограничение по уносу), разрушением потока жидкости пузырьковым кипением в фитиле (ограничение по кипению или высыхание фитиля).

Основными теплофизическими характеристиками тепловых труб с конструктивными фитилями, определяющими эффективность их использования, являются максимальная теплопередающая способность и удельное термическое сопротивление, а также коэффициент теплопередачи.

Из многих ограничений теплопередающей способности тепловых труб низкотемпературным тепловым трубам присущи два ограничения:

- 1) максимальный передаваемый тепловой поток  $Q_{\max}$ , связанный с капиллярными и транспортными возможностями пористой структуры фитиля;
- 2) максимальная радиальная плотность теплового потока в зоне нагрева  $q_e^{\max}$ , определяемая кризисом кипения в пористой структуре фитиля.

Обычно более жестким ограничением для передаваемой мощности для низкотемпературных тепловых труб являются пределы по капиллярному впитыванию и кипению.

Эти ограничения имеют различную физическую природу, однако превышение любого из них приводит к одинаковому результату — резкому увеличению температуры стенки в зоне подвода тепла и, соответственно, к резкому увеличению перепада температур по длине тепловой трубы.

В экспериментах тепловой поток  $Q_{\max}$  обычно фиксируется по резкому возрастанию температуры испарителя, которое имеет место в результате осушения внутренней поверхности фитиля.

Работа ТТ характеризуется коэффициентом теплопередачи  $K_{\text{ТТ}}$ , который определяется из уравнения

$$Q = AK_{\text{ТТ}}(T_{p,e} - T_{p,c}), \quad (3)$$

где  $Q$  — передаваемая мощность или тепловая нагрузка;  $T_{p,e}$ ,  $T_{p,c}$  — температура наружной поверхности испарителя и конденсатора тепловой трубы.

В качестве  $A$  может быть взята площадь поперечного сечения трубы  $A_p$ , площадь поверхности испарителя  $A_e$ , площадь поверхности конденсатора  $A_c$  или любая другая площадь.

Из последнего уравнения следует равенство тепловых проводимостей:

$$AK_{\text{ТТ}} = A_p K_{\text{ТТ},p} = A_e K_{\text{ТТ},e} = A_c K_{\text{ТТ},c}. \quad (4)$$

Для универсальности в качестве основной в расчете выбирается  $A_p$ . Это уравнение является опорным при проведении экспериментов и позволяет увязать проводимости источника, ТТ и стока теплоты.

Теплообмен в зоне испарения характеризуется, как правило, наличием двух режимов: испарение и кипение. В испарительном режиме теплообмен осуществляется теплопроводностью, через пропитанную жидкостью капиллярную структуру (КС) фитиля, а затем испарением жидкости с поверхности менисков. Конвективный перенос теплоты через капиллярную структуру мал и им пренебрегаем.

Тепловой поток  $Q$  условно разделим на составляющие:

- 1) тепловой поток, передаваемый через элементы капиллярной структуры ребра канавок;
- 2) поток, передаваемый теплопроводностью через жидкость в канавках.

Составляющие суммарного теплового потока находятся в сложной зависимости от теплопроводности материала капиллярной структуры и жидкости, пористости и однородности структуры, определяющих размеров элементов КС.

Их аналитическое определение затрудняется из-за отсутствия достаточно надежных данных о закономерностях теплообмена между каркасом структуры и насыщающей жидкостью.

Поэтому при исследованиях интенсивности теплообмена в зоне испарения ТТ пользуются результирующей характеристикой теплопереноса через насыщенную жидкостью КС — коэффициентом эффективной теплопроводности  $\lambda_{ef,e}$  или коэффициентом теплообмена испарением

$$\alpha_e = \frac{\lambda_{ef,e}}{\delta_{к.с}}, \tag{5}$$

где  $\delta_{к.с}$  — толщина КС, полностью насыщенной жидким теплоносителем.

На величину  $\alpha_e$  значительно влияет труднофиксируемое переменное положение границы раздела фаз "жидкость–пар" в КС, когда толщина жидкости  $\delta < \delta_{к.с}$ . Толщина пленки изменяется в поперечном сечении канавки и в продольном.

Поэтому результаты исследований теплообмена при испарении жидкости в канавках отличаются друг от друга. Но они свидетельствуют об автомодельности коэффициентов теплообмена относительно плотности теплового потока, о значительном влиянии теплопроводности материала ребра канавки, его конфигурации, технологии изготовления на интенсивность теплообмена. Это подтверждается и результатами теплообмена испарением в ТТ повышенной проводимости с  $\Omega$ -образной (каплевидной) капиллярной структурой фитиля, которые отличаются более низкими значениями пористости  $\epsilon \approx 0,35 \div 0,46$ , чем у КС с прямоугольными или трапециевидными канавками  $\epsilon \approx 0,6$ . В них коэффициент эффективной теплопроводности КС фитиля, как показывают расчеты при  $\epsilon \approx 0,35 \div 0,46$ , значительно превышает  $\lambda_{ef,e} = 2 \div 3$  Вт/(м К), сдвигаясь в сторону теплопроводности материала корпуса ТТ.

Коэффициент теплопередачи ТТ находим как величину, обратную сумме термических сопротивлений элементов ТТ в зоне испарения, конденсации и транспорта:

$$K_{ТТ,p} = \left[ \frac{r_0 t_p}{2L_e \lambda_p} + \frac{r_0^2 t_w}{2L_e r_i \lambda_{ef,e}} + \frac{\pi r_0^2 T_v (P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \tilde{r} J Q} + \frac{r_0^2 t_w}{2L_c r_i \lambda_{e,c}} + \frac{r_0 t_p}{2L_c r_i \lambda_p} \right]^{-1}, \tag{6}$$

т.е.

$$K_{ТТ,p} = [R_{p,e} + R_{w,e} + R_v + R_{w,c} + R_{p,c}]^{-1}. \tag{7}$$

Высокая эффективная теплопроводность ТТ повышенной проводимости с  $\Omega$ -образной КС достигается за счет весьма низких значений термических сопротивлений отдельных теплопроводящих элементов. В частности, термическое сопротивление потока пара  $R_v$  имеет порядок  $10^{-11}$ , а термические

сопротивления стенки и насыщенного фитиля в зонах испарителя и конденсатора  $R_{p,e}$ ,  $R_{w,e}$ ,  $R_{w,c}$ ,  $R_{p,c}$  — от  $10^{-5}$  до  $10^{-7}$ . Малое термическое сопротивление потока пара является следствием закона Клаузиуса–Клапейрона. По нему требуется малая разность температур для сравнительно большого падения давления пара в паровом канале. Поэтому значением  $R_v$  будем пренебрегать, что незначительно отразится на определении величины теплопроводности ТТ.

Поэтому

$$K_{\text{ТТ},p} = [R_{p,e} + R_{w,e} + R_{w,c} + R_{p,c}]^{-1} \quad (8)$$

или

$$K_{\text{ТТ},p} = [R_{\text{ТТ}}]^{-1}. \quad (9)$$

Величину в квадратных скобках назовем приведенным удельным термическим сопротивлением ТТ. Оно определяется только характеристиками процессов теплообмена в зонах испарения и конденсации. Его можно рассматривать в качестве критерия степени эффективности теплопереноса, который позволяет обоснованно осуществлять сравнение различных типов размеров и конфигураций ТТ с  $\Omega$ -образной структурой фитиля по степени эффективности с учетом возможного различия их геометрии, способов подвода и отвода теплоты и других факторов.

Недостатки этого критерия связаны с тем, что при определенных условиях коэффициенты теплообмена  $\alpha_e$  и  $\alpha_c$  зависят от режимных параметров тепловых процессов, а также от технологических факторов.

Процессы испарения и кипения, близкие по своей физической природе, осуществляются в тепловых трубах. На практике их трудно различить, когда режим испарения в ТТ сменяется кипением.

Коэффициент теплоотдачи при испарении рассчитывается как отношение плотности теплового потока к разности между температурой поверхности стенки фитиля и температурой насыщения жидкости.

Для оценки температурного перепада по длине ТТ используется известная формула более простого вида

$$\Delta T_{\text{ТТ}} = T_1 - T_2 = Q \left( \frac{1}{\alpha_e A_e} + \frac{1}{\alpha_c A_c} \right). \quad (10)$$

Из этой формулы вытекает формула для расчета термического сопротивления ТТ

$$R_{\text{ТТ}} = \frac{\Delta T_{\text{ТТ}}}{Q} = \left( \frac{1}{\alpha_e A_e} + \frac{1}{\alpha_c A_c} \right), \quad (11)$$

где слагаемые в правой части представляют собой термические сопротивления теплоотдаче в зонах испарения и конденсации.

## 2. Методика расчета максимальной передаваемой тепловой мощности тепловой трубы

Проиллюстрируем методику расчета аммиачной тепловой трубы на практическом примере, используя нижеследующие исходные данные.

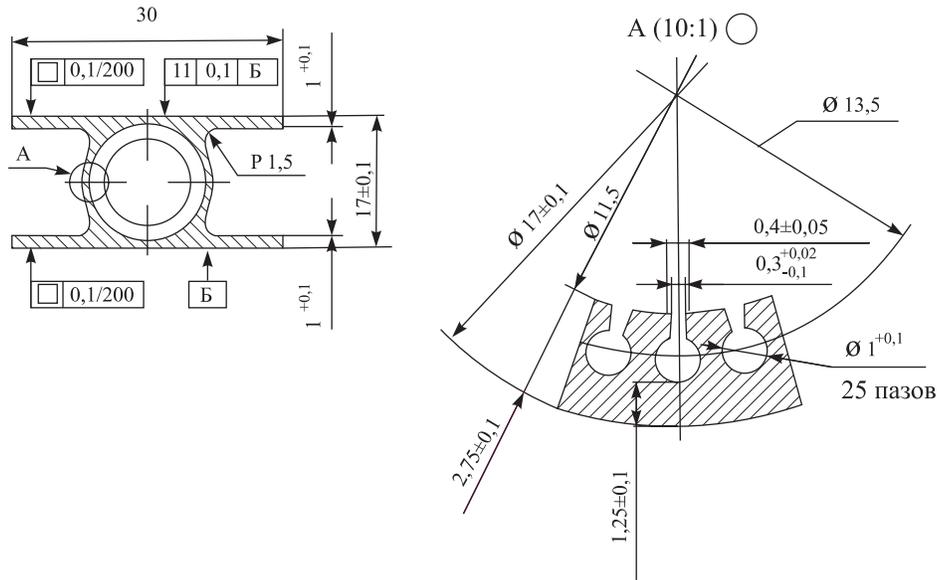


Рис. 2. Поперечное сечение тепловой трубы

Аммиачная тепловая труба (из профиля АС-КРА8.6-Р2) длиной  $l = 1,0$  м с  $\Omega$ -образным фитилем имеет следующие характеристики:

- корпус трубы алюминиевый с наружным диаметром  $d_o = 0,017$  м;
- общая глубина комбинированной канавки  $\delta = 0,0015$  м;
- диаметр круглой части паза  $d_n = 0,001$  м;
- ширина трапецидальной части паза  $\omega' = 0,0004$  м и  $\omega'' = 0,0003$  м;
- число канавок  $n = 25$ ;
- диаметр, на котором размещены оси круглой части каналов  $d = 0,0135$  м;
- диаметр парового канала  $d_v = 0,0115$  м;
- диаметр внутренний корпуса  $d_i = 0,0145$  м;
- наклон трубы  $\psi = 0$  рад;
- длина конденсаторной части  $l_c = 0,127$  м;
- длина адиабатической части  $l_a = 0,05$  м;
- длина испарителя  $l_e = 0,823$  м;
- Свойства аммиака при  $T_v = 300$  К;
- плотность жидкости  $\rho_l = 601$  кг/м<sup>3</sup>;
- вязкость жидкости  $\mu_l = 2,13 \cdot 10^{-4}$  кг/(м·с);

- поверхностное натяжение  $\sigma = 1,97 \cdot 10^{-2}$  Н/м;
- скрытая теплота парообразования  $\tilde{\tau} = 1,16 \cdot 10^6$  Дж/кг;
- плотность пара  $\rho_v = 8,2$  кг/м<sup>3</sup>;
- вязкость пара  $\mu_v = 1,104 \cdot 10^{-5}$  кг/(м·с);
- коэффициент теплопроводности алюминиевого корпуса  
 $\lambda_{ст} = 156$  Вт/(м·К).

Максимальная теплопередающая способность аммиачной ТТ при заданной температуре пара  $T_v = 300$  К может быть найдена из уравнения

$$Q_{\max} = m_{\max} \cdot \tilde{\tau},$$

где  $m_{\max}$  — максимальный массовый расход жидкости в фитиле;  $\tau$  — скрытая теплота парообразования.

Исходя из капиллярных ограничений и используя стандартное выражение для баланса давлений (так называемое уравнение работоспособности ТТ), имеем

$$\Delta p_c = \Delta p_v + \Delta p_l + \Delta p_g,$$

и пренебрегая в первом приближении перепадом давлений в паровой фазе  $\Delta p_v$  ( $\Delta p_l \gg \Delta p_v$ ), после подстановки соответствующих соотношений для  $\Delta p_c$ ,  $\Delta p_l$  и  $\Delta p_g$  получим:

$$\frac{2\sigma_l \cos \theta}{r_c} = \frac{\mu_l}{\rho_l \tilde{r}} \cdot \frac{Q_{l_{eff}}}{A_w K} + \rho_l g l_{eff} \sin \psi,$$

где  $A_w$  — площадь поперечного сечения фитиля,  $K$  — проницаемость фитиля,  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup>.

Раскрыв это равенство относительно массового расхода  $m$ , получим

$$m = \frac{\rho_l K A_w}{\mu_l l_{eff}} \left\{ \frac{2\sigma_l}{r_c} \cos \theta - \rho_l g l_{eff} \sin \psi \right\}.$$

При горизонтальном положении ТТ  $\sin \psi = 0$ .

Определим основные параметры, входящие в равенство  $K$ ,  $A_w$ ,  $l_{eff}$ ,  $r_c$ .  
Площадь поперечного сечения фитиля

$$\begin{aligned} A_{w,\Sigma} &= n \cdot \frac{\pi d_n^2}{4} + n \cdot \frac{(w' + w'')}{2} \cdot \frac{(d_n - d_v)}{2} = \\ &= 25 \left\{ \frac{3,14 \cdot 0,001^2}{4} + \frac{(0,0004 + 0,0003)}{2} \cdot \frac{(0,0135 - 0,0115)}{2} \right\} = \\ &= 2,8375 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Примем радиус капилляров  $r_c = w' = 0,0004$  м.

Определим пористость фитиля

$$\varepsilon = \frac{A_{w,\Sigma}}{\frac{\pi}{4}(d_i^2 - d_v^2)} = 0,4634,$$

т.е. величина пористости меньше, чем имеем у прямоугольных канавчатых и сетчатых структур.

Вычислим коэффициент проницаемости фитиля  $K$  по формуле

$$K = 2\varepsilon \cdot r_{h,l}^2 / f_l \text{Re}_l,$$

предполагая течение жидкости по фитилю ламинарным. Поэтому согласно формуле Стокса  $f_l \text{Re}_l = 16$ .

Гидравлический радиус одной открытой, комбинированной канавки

$$r_{h,l} = \frac{2A_{w,\Sigma}/n}{\varkappa},$$

где  $n$  — число канавок фитиля (для профиля АС-КРА8.6-Р2  $n = 25$ );  $\varkappa$  — смоченный периметр канавки,

$$\begin{aligned} \varkappa &= \pi \cdot d_n - w'' + 2c = \\ &= 3,14 \cdot 0,001 - 0,0003 + 2\sqrt{(0,5 \cdot 10^{-3})^2 + (5 \cdot 10^{-5})^2} = \\ &= 3,84 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \end{aligned}$$

Тогда гидравлический радиус будет

$$r_{h,l} = \frac{2 \cdot 2,8375 \cdot 10^{-5}}{3,84 \cdot 10^{-3} \cdot 25} = 5,912 \cdot 10^{-4} \text{ м},$$

а коэффициент проницаемости фитиля

$$K = \frac{2 \cdot 0,4634 \cdot (5,912 \cdot 10^{-4})^2}{16} = 0,2025 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2.$$

Эффективная длина ТТ при  $h_{\text{ТТ}} = 1$  м будет

$$l_{\text{eff}} = l_a + \frac{l_c + l_e}{2} = 0,05 + \frac{0,127 + 0,823}{2} = 0,525 \text{ м}.$$

Следовательно, массовый расход жидкости будет

$$\begin{aligned} m &= \frac{601 \cdot 0,2025 \cdot 10^{-7} \cdot 2,8375 \cdot 10^{-5}}{2,13 \cdot 10^{-4} \cdot 0,525} \times \\ &\times \left\{ \frac{2 \cdot 1,97 \cdot 10^{-2} \cdot 1,0}{0,0004} - 601 \cdot 9,81 \cdot 0,525 \cdot 0 \right\} = 0,304 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Таким образом, при использовании комбинированной  $\Omega$ -образной канавки массовый расход аммиака увеличился примерно на  $\sim 10 \div 10^2$  по сравнению с обычной канавчатой (прямоугольной, треугольной) структурой и тем более по сравнению с сетчатой структурой, что обуславливает резкое увеличение теплопередающей способности и, следовательно, проводимости ТТ.

Действительно, для профиля АС-КРА8.6-Р2 имеем

$$Q = m \cdot \tilde{r} = 0,304 \cdot 10^{-3} \cdot 1,16 \cdot 10^6 = 352,6 \text{ Вт}.$$

### 3. Методика расчета термических сопротивлений и коэффициента теплопередачи тепловой трубы из профиля АС-КРА8.6-Р2

Примем значения коэффициентов теплоотдачи при испарении и конденсации, используя условия автомодельности теплового режима от плотности теплового потока [7, 8], равными  $\alpha_e = 16770 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ,  $\alpha_c = 6250 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ .

Необходимо найти:

1)  $R_{ст,с}$ ,  $R_{ф,с}$ ,  $R_{ф,е}$ ,  $R_{ст,е}$ ; 2)  $K_{ТТ}$ ; 3)  $R_{ТТ}$ ; 4)  $\Delta T_{ТТ}$ .

1. Определяем термические сопротивления стенки конденсатора ТТ из профиля АС-КРА8.6-Р2

$$R_{ст,с} = \frac{r_o t_{ст}}{2L_c \lambda_{ст}} = \frac{0,0085 \cdot 0,00125}{2 \cdot 0,127 \cdot 156} = 0,2681 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт};$$

слоя жидкости с фазовым переходом в зоне конденсации

$$R_{ф,с} = R_{ф,к} = \frac{r_o^2}{2L_c r_i \alpha_c} = \frac{0,0085^2}{2 \cdot 0,127 \cdot 0,00725 \cdot 6250} = 6,2775 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт};$$

слоя жидкости с фазовым переходом в зоне испарения

$$R_{ф,е} = R_{ф,и} = \frac{r_o^2}{2L_{и} r_i \alpha_e} = \frac{0,0085^2}{2 \cdot 0,823 \cdot 0,00725 \cdot 16770} = 3,61025 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт} = 0,361 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт};$$

а также стенки испарителя

$$R_{ст,е} = R_{ст,и} = \frac{r_o t_{ст}}{2L_e \lambda_{ст}} = \frac{0,0085 \cdot 0,00125}{2 \cdot 0,823 \cdot 156} = 4,138 \cdot 10^{-8} = 0,04138 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

2. Коэффициент теплопередачи через поперечное сечение ТТ составляет

$$K_{ТТ} = [R_{ст,с} + R_{ф,с} + R_{ф,е} + R_{ст,е}]^{-1} = [0,2681 \cdot 10^{-6} + 6,2775 \cdot 10^{-6} + 0,361 \cdot 10^{-6} + 0,04138 \cdot 10^{-6}]^{-1} = [6,94798 \cdot 10^{-6}]^{-1} = 14,39 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

3. Внутреннее термическое сопротивление ТТ

$$R_{ТТ} = 6,948 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

4. Перепад температуры между испарителем и конденсатором ТТ

$$\Delta T_{ТТ} = \frac{Q}{KA_{ТТ}} = \frac{352,6 \cdot 4}{14,39 \cdot 10^4 \cdot \pi \cdot 0,017^2} = 10,8 \text{ К}.$$

Следовательно, величина проводимости ТТ будет равной

$$\frac{Q}{\Delta T_{ТТ}} = KA_{ТТ} = \frac{352,6}{10,8} = 32,648 \text{ Вт/К},$$

а термическое сопротивление

$$\frac{\Delta T_{ТТ}}{Q} = 0,03 \text{ К/Вт}.$$

По экспериментальным данным [7] при испытаниях ТТ из профиля АС-КРА8.6-Р2 с иными значениями  $L_e$ ,  $L_c$ ,  $L_a$  и  $L_{ТТ}$ , отличными от расчетных

$$\frac{\Delta T_{ТТ}}{Q} = 0,02 \text{ К/Вт}.$$

Ограничения по кипению ТТ оценим по формуле

$$Q_{\text{кип}} = \frac{2\pi L_e \lambda_{\text{эф}} T_v}{\tilde{r} \rho_v \ln \frac{r_i}{r_v}} \cdot \left( \frac{2\sigma}{r_k} - P_c \right) \approx \frac{2\pi L_e \lambda_{\text{эф}} T_v}{\tilde{r} \rho_v \ln \frac{r_i}{r_v}} \cdot \frac{2\sigma}{r_k},$$

где  $r_k \approx 2,54 \cdot 10^{-7}$  м — критический радиус парового пузырька,  $\left( \frac{2\sigma}{r_k} \right) \gg P_c$ .

Так для ТТ из профиля АС-КРА8.6-Р2 при температуре аммиака  $T_v = 300$  К имеем:

$$Q_{\text{кип}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,09 \cdot 6250 \cdot 300}{1,16 \cdot 10^6 \cdot 8,2 \cdot \ln \left( \frac{7,25 \cdot 10^{-3}}{5,75 \cdot 10^{-3}} \right)} \cdot \frac{2 \cdot 1,97 \cdot 10^{-2}}{2,54 \cdot 10^{-7}} = 74555,14 \text{ Вт},$$

что значительно превышает капиллярные ограничения (352,6 Вт).

Таким образом определяющими для теплопередающей способности аммиачных ТТ являются капиллярные ограничения.

Однако, как показывают расчеты ТТ АС-КРА3.8-Р0, с уменьшением типоразмеров ограничения по кипению достигают одного порядка с ограничениями по капиллярному впитыванию, что должно учитываться при разработке методик и программ испытаний.

#### 4. Экспериментальная часть

Для анализа путем сопоставления основных теплофизических характеристик ТТ с  $\Omega$ -образной капиллярной структурой фитиля из профилей АС-КРА7,5-Р1-120(30), АС-КРА7,0-Р2, АС-КРА7,5-Р2, АС-КРА8,6-Р2 использовались результаты экспериментальных исследований корпорации Лавочкина, исследовательского центра им. М.В. Келдыша (Центр Келдыша), лаборатории "Теплоэнерготехника" УНИ СамГУ [1–9]. Особенно это касалось профилей ТТ с одной и той же базовой геометрией капиллярной структуры фитиля. Объекты испытаний, как будет показано ниже, отличаются геометрией зон испарения, транспорта, конденсации (или общей длиной), способами подвода и отвода теплоты, расположением источников и стоков теплоты и другими параметрами.

Основные параметры и характеристики указанных типов промышленных профилей показаны в табл. 2.

К используемым материалам и теплоносителям в ТТ выдвигаются особые жесткие требования. По своим механическим свойствам профили закаленные и искусственно состаренные должны соответствовать следующим требованиям: временное сопротивление разрыву не менее 20 кгс/мм<sup>2</sup>; предел текучести не менее 15 кгс/мм<sup>2</sup>; относительное удлинение при растяжении не более 8%. Профиль должен выдерживать испытание на прочность давлением 200 атм. (кгс/см<sup>2</sup>) в течение 10 мин при температуре 20 °С и испытание на герметичность при внутреннем давлении 130 атм (кгс/см<sup>2</sup>)

Таблица 2

## Основные параметры и характеристики профилей

Шифр профиля	Наружный диаметр (высота) $H$ , мм	Диаметр нарезки канавок $D$ , мм	Диаметр парового канала $D$ , мм	Теоретическая масса 1 метра, кг	Группа сложности профиля	Кол-во внутренних аксиальных канавок $n$ и их диаметр $d$
АС-КРА 3,8-Р0	8,0	6,0	3,8	0,09	Особая	$n = 12$ , $d = 0,7$
АС-КРА 3,6-Р1	8,0	6,0	3,6	0,12	Особая	$n = 12$ , $d = 0,75$
АТ-КРА 8,0-Р1	12,5	10,0	8,0	0,255	Особая	$n = 30$ , $d = 1,0$
АС-КРА 5,0-Р1	10,0	8,0	5,0	0,29	Особая	$n = 14$ , $d = 1,0$
АС-КРА 7,3-Р1	12,5	9,5	7,3	0,27	Особая	$n = 17$ , $d = 1,0$
АС-КРА 7,5-Р1	14,0	11,5	7,5	0,31	Особая	$n = 19$ , $d = 1,1$
АС-КРА 7,5-Р1-120	14,5	11,5	7,5	0,93	Особая	$n = 19$ , $d = 1,1$
АС-КРА 3,5-Р2	7,5	5,6	3,5	0,25	Особая	$n = 11$ , $d = 0,7$
АС-КРА 7,0-Р2	12,5	9,5	7,0	0,35	Особая	$n = 17$ , $d = 1,0$
АС-КРА 7,5-Р2	14,0	11,5	7,5	0,38	Особая	$n = 19$ , $d = 1,1$
АС-КРА 8,6-Р2	17,0	13,4	8,6	0,54	Особая	$n = 25$ , $d = 1,35$
АС-КРА 7,3-39	12,5	9,5	7,3	0,446	Особая	$n = 17$ , $d = 1,0$

после выдержки под этим давлением при температуре 125 °С в течение 10 часов. Микроструктура профилей не должна содержать трещин, расслоений, неметаллических включений, коррозионных пятен и раковин.

В соответствии со сложившейся кооперацией лаборатории "Теплоэнерготехника" УНИ СамГУ тепловые трубы проходят заправку аммиаком особой чистоты (99,9999%) в ФГУП "Центр Келдыша" (г. Москва). Согласно требованиям конструкторской документации после заправки, ТТ проходят в лаборатории "Теплоэнерготехника" СамГУ испытания по контролю основных теплофизических характеристик (передаваемой тепловой мощности, уровней и перепада температур, термического сопротивления, тепловой проводимости, коэффициента теплопередачи и др.) в составе приемосдаточных испытаний (ПСИ) и конструкторско-доводочных испытаний (КДИ).

Это гарантирует высокую надежность при эксплуатации ТТ. Их ресурс до 15...20 лет.

Проверка передаваемой мощности заправленных сверхчистым аммиаком проводилась в лаборатории "Теплоэнерготехника" на технологических установках (стендах).

Испытания ТТ проводятся при установке уровня зоны конденсации относительно зоны испарения на (0<sup>+2</sup>) мм относительно горизонта.

На зону испарения устанавливается нагреватель, а на зону конденсации средства теплоотвода.

Измерения проводятся с дискретностью 5 мин до выхода температур на установившийся режим. Установившимся считается режим, при котором контролируемые параметры изменяются не более чем на ±1 °С в течение 15 мин.

Экспериментальным исследованиям в лаборатории "Теплоэнерготехника" СамГУ подверглись прямолинейные и криволинейные ТТ из базовых профилей корпусных прессованных с повышенными механическими свойствами АС-КРА7.5-Р1-120(30) ТУ550.1-02070921.007-03, ГОСТ2233-93 из алюминиевого сплава АД31 [9].

Основные теплофизические характеристики ТТ показаны в табл. 3.

Таблица 3

**Осредненные экспериментальные и расчетные теплофизические характеристики прямолинейных ТТ из профиля АС-КРА7.5-Р1-120 длиной 1945 мм при подводимой мощности Q = 20 Вт через каждые ~ 10 суток (СамГУ)**

№ ТТ	Тепловая проводимость, Вт/К	Термическое сопротивление, К/Вт	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Удельное термическое сопротивление, (м <sup>2</sup> ·К)/Вт	Средний перепад температуры, °С	τ, час
21, 22, 33, 34	51,167	0,0195	332553,4	3,1739 · 10 <sup>-6</sup>	0,38	280
21, 22, 33, 34	52,45	0,022	341374,04	3,385 · 10 <sup>-6</sup>	0,44	490
21, 22, 33, 34	51,108	0,0228	332172,1	3,0105 · 10 <sup>-6</sup>	0,456	789
21, 22, 33, 34	47,632	0,023	309721,47	3,2287 · 10 <sup>-6</sup>	0,46	1029
21, 22, 33, 34	54,704	0,0209	355544,0	3,206 · 10 <sup>-6</sup>	0,418	1283
21, 22, 33, 34	55,34	0,020	359634,3	3,081 · 10 <sup>-6</sup>	0,40	1515
21, 22, 33, 34	66,92	0,015	434940,86	2,2992 · 10 <sup>-6</sup>	0,30	1750
21, 22, 33, 34	54,189	0,0205	352277,167	2,8387 · 10 <sup>-6</sup>	0,408	Средние значения

Для сравнения приведем теплофизические характеристики ТТ, полученные на основе испытаний в Центре Келдыша (табл. 4). Однако в них не обеспечивались стабилизированные значения подводимой мощности, а перепад температур по длине ТТ определялся с учетом распределения температур по корпусу концевой теплообменника, а не по образующей самой трубы, то есть с учетом сопротивления ТТ и концевой теплообменника. Это сильно изменяет удельные теплофизические характеристики ТТ. Для анализа ТТ была введена массовая характеристика  $F/m_{\text{ТТ}}$ .

Особенно широко в настоящее время ТТ используется в термоплатах сотовой конструкции или в сотовых панелях, предназначенных для установки тепловыделяющих приборов и агрегатов. Для создания необходимой изотермичности сотовые панели между ее наружными обечайками вмонтированы ТТ. Наиболее приспособлены для указанных целей ТТ с аксиальными канавками, имеющие технологические полки для крепления и восприятия тепловой и механической нагрузки от тепловыделяющих приборов и обеспечивающие достаточную жесткость сотовых панелей.

Аммиачные тепловые трубы с  $\Omega$ -образной канавчатой капиллярной структурой фитиля с повышенной тепловой проводимостью из алюминиевого сплава АД31 могут быть вмонтированы в сотовую панель корпуса космического аппарата. Сотовая панель состоит из облицовочных листов (обшивок); пленочного клея ВК-41; тепловых труб, которые тем или иным образом монтируются в сотовые панели; сотовых пласт из фольги Амг2-Н-0,03; самовспенивающегося клея; втулки крепежной.

Назначение сотовой панели:

- 1) играет роль несущей конструкции;
- 2) является посадочным местом для тепловыделяющих приборов;
- 3) перераспределяет тепло, рассеиваемое приборами по поверхности панели;
- 4) ТТ обеспечивают необходимую изотермичность сотовой панели;
- 5) излучает теплоту в окружающее космическое пространство.

При этом тепловые трубы могут быть выбраны с одной или с двумя горизонтальными полками сотовых панелей, для крепления с обшивкой, которые будут обладать различными основными теплофизическими характеристиками. Из-за сложных процессов теплообмена их находят экспериментальным путем.

Корпорация Лавочкина разработала и апробировала несколько ТТ с подобной конфигурацией поперечного сечения, но с различной высотой профиля (12,5, 14, 17 мм).

Такой проект сотовых панелей с вмонтированными между обечайками тепловыми трубами позволяет комбинировать удобную конфигурацию тепловыделяющих приборов с эффективной системой охлаждения. Главные усилия

Таблица 4

**Экспериментальные (центр Келдыша) и расчетные (СамГУ)  
теплофизические характеристики криволинейных ТТ длиной  
1328 мм и радиусомгиба 1370 мм из профиля АС-КРА7.5-Р1-120**

№ ТТ	Передаваемая мощность, Вт	Температура в транспортной зоне, °С	Перепад температуры, К	Термическое сопротивление с учетом ТК, К/Вт	Масса, кг	Масса заправленного аммиака, г	Тепловая проводимость, Вт/К	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Удельное термическое сопротивление, (м <sup>2</sup> ·К)/Вт	$KF/m_{ТТ}$ , Вт/(кг·К)
01	25	21,07	1,48	0,05	1,03070	26,85	20,0	129988,30	$7,693 \cdot 10^{-6}$	19,4043
02	28	20,87	1,36	0,05	1,02350	26,86	20,0	129988,30	$7,693 \cdot 10^{-6}$	19,5408
03	21	21,91	1,78	0,06	1,02719	26,29	16,67	108345,25	$9,228 \cdot 10^{-6}$	16,2287
04	23	21,45	1,85	0,07	1,02218	26,14	14,29	92876,64	$10,767 \cdot 10^{-6}$	13,9799
05	30	21,38	1,79	0,05	1,03199	27,02	20,0	129988,30	$7,693 \cdot 10^{-6}$	19,3800
06	24	20,47	1,71	0,07	1,02393	26,91	14,29	92876,64	$10,767 \cdot 10^{-6}$	13,7222
07	23	21,06	1,68	0,07	1,04138	26,79	14,29	92876,64	$10,767 \cdot 10^{-6}$	13,7222
08	23	20,38	1,33	0,05	1,02663	26,85	20,0	129988,30	$7,693 \cdot 10^{-6}$	19,4818
09	27	21,02	1,59	0,05	1,01922	26,97	20,0	129988,30	$7,693 \cdot 10^{-6}$	19,6998
10	30	20,84	1,95	0,07	1,02259	26,58	14,29	92876,64	$10,767 \cdot 10^{-6}$	13,9743
11	27	21,48	1,17	0,04	1,03007	26,60	25,0	162485,38	$6,1544 \cdot 10^{-6}$	24,2701
12	28	20,82	1,56	0,06	1,04325	27,05	16,67	108345,25	$9,228 \cdot 10^{-6}$	15,9427
13	28	21,05	1,73	0,06	1,02166	26,78	16,67	108345,25	$9,228 \cdot 10^{-6}$	16,3165
14	33	21,25	1,78	0,05	1,03155	26,52	20,0	129988,30	$7,693 \cdot 10^{-6}$	19,3882
15	33	21,19	1,79	0,05	1,03416	27,02	20,0	129988,30	$7,693 \cdot 10^{-6}$	19,3404
16	23	21,22	1,99	0,08	1,04016	26,59	12,15	81242,69	$12,309 \cdot 10^{-6}$	12,0174
17	28	21,06	1,77	0,06	1,03874	26,71	16,67	108345,25	$9,228 \cdot 10^{-6}$	16,0428
18	25	21,33	1,65	0,06	1,02983	26,78	16,67	108345,25	$9,228 \cdot 10^{-6}$	16,1871
19	30	20,99	1,48	0,04	1,02650	26,84	25,0	162485,38	$6,1544 \cdot 10^{-6}$	24,3546
20	32	21,48	1,61	0,04	1,03404	26,50	25,0	162485,38	$6,1544 \cdot 10^{-6}$	24,1770
21	37	21,09	1,72	0,04	1,03104	26,74	25,0	162485,38	$6,1544 \cdot 10^{-6}$	24,2474
22	21	21,59	1,87	0,09	1,02824	26,64	11,11	72208,50	$13,85 \cdot 10^{-6}$	10,8049
23	36	20,98	1,50	0,04	1,02534	26,56	25,0	162485,38	$6,1544 \cdot 10^{-6}$	24,3821
24	21	21,92	1,41	0,06	1,03883	26,69	16,67	108345,25	$9,228 \cdot 10^{-6}$	16,0469
25	38	21,36	1,36	0,05	1,03185	26,35	20,0	129988,30	$7,693 \cdot 10^{-6}$	19,3827
26	24	21,04	1,55	0,06	1,02900	26,67	16,67	108345,25	$9,228 \cdot 10^{-6}$	16,2002
27	24	21,16	1,66	0,06	1,03228	26,77	16,67	108345,25	$9,228 \cdot 10^{-6}$	16,1487
28	29	21,22	1,71	0,05	1,03424	26,71	20,0	129988,30	$7,693 \cdot 10^{-6}$	19,3378
29	22	21,61	1,54	0,06	1,02871	26,94	16,67	108345,25	$9,228 \cdot 10^{-6}$	16,2048
30	33	20,79	1,71	0,05	1,03398	26,39	20,0	129988,30	$7,693 \cdot 10^{-6}$	19,3427
31	26	20,60	1,68	0,06	1,03241	26,47	16,67	108345,25	$9,228 \cdot 10^{-6}$	16,1467
32	24	20,70	1,14	0,04	1,04080	26,70	25,0	162485,38	$6,1544 \cdot 10^{-6}$	24,0200
33	23	21,08	1,92	0,08	1,03148	26,88	12,5	81242,688	$12,309 \cdot 10^{-6}$	12,1185
34	23	21,40	1,32	0,04	1,02941	26,75	25,0	162485,38	$6,1544 \cdot 10^{-6}$	24,2857
35	32	20,60	1,31	0,04	1,03104	26,63	25,0	162485,38	$6,1544 \cdot 10^{-6}$	24,2473

исследователей были нацелены на то, чтобы улучшить транспортные характеристики капиллярной структуры и увеличить теплопередающую способность ТТ при удовлетворительных массовых характеристиках.

В корпорации Лавочкина тепловые испытания были выполнены на ТТ из профилей АС-КРА7.0-Р2, АС-КРА7.5-Р2, АС-КРА8.6-Р2 длиной 2.0 м; длина зоны нагрева (испарения) составляла 320 мм, длина зоны охлаждения (конденсации) — 300 мм. Принципиальная схема экспериментальной установки и местоположений термодатчиков представлена на рис. 3.

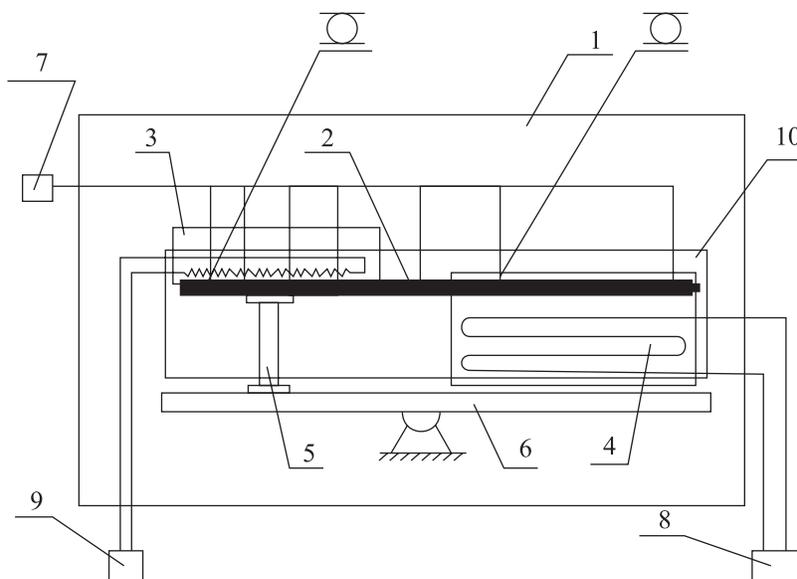


Рис. 3. Принципиальная схема установки для термовакuumных испытаний тепловых труб; 1 — вакуумная камера; 2 — ТТ; 3 — нагреватель испарителя; 4 — холодильник конденсатора; 5 — стойка; 6 — поворотная платформа; 7 — система измерений; 8 — система охлаждения; 9 — система нагрева; 10 — многослойная теплоизоляция (ЭВТИ)

В зоне нагрева (испарения) расположены 16 термодатчиков, в зоне охлаждения (конденсации) — 8 термодатчиков, а в транспортной (адиабатической) зоне — 2 термодатчика. Рабочая жидкость (теплоноситель) — аммиак с водным содержанием не больше, чем 0,0005%.

Зависимость максимальной теплопередающей способности ТТ от температуры пара для различных профилей тепловых труб АС-КРА7.0-Р2, АС-КРА7.5-Р2, АС-КРА8.6-Р2 представлена на рис. 4.

Масса заряженной рабочей жидкости составляет 23,5 г — для ТТ из профиля АС-КРА7.0-Р2 с высотой 12,5 мм, 21,5 г — для ТТ из профиля АС-КРА7.5-Р2 с высотой 14 мм и 35,2 г — для ТТ из профиля АС-КРА8.6-Р2 с высотой 17 мм.

Полученные величины термического сопротивления прежде всего сопоставляются с результатами исследования Komotani [6] для ТТ с продольны-

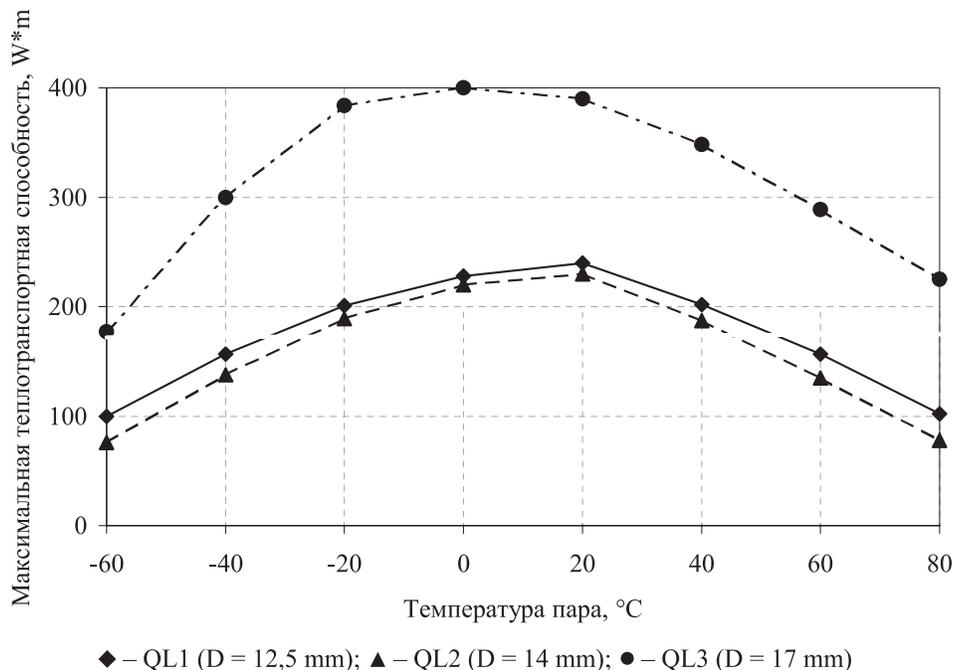


Рис. 4. Максимальная теплотранспортная способность ТТ из профилей АС-КРА7.0-Р2, АС-КРА7.5-Р2, АС-КРА8.6-Р2 (корпорация Лавочкина)

ми аксиальными канавками при наземных условиях, то есть в поле силы тяжести [6]. Однако местоположение источников и стоков теплоты оказывает заметное влияние на теплофизические характеристики ТТ с канавками  $\Omega$ -образной формы, как и на характеристики ТТ с прямоугольными канавками.

Влияние местоположений источников и стоков теплоты на характеристики ТТ при выполнении работы [7,8] рассматривалось для 5 различных вариантов.

Величины коэффициентов теплоотдачи при испарении и конденсации (касающихся внутренней поверхности) в испарителе и конденсаторе для различных профилей тепловых труб представлены в табл. 5.

Таблица 5

**Реализуемые значения коэффициентов теплоотдачи в зонах испарения и конденсации тепловых труб**

	АС-КРА7.0-Р2	АС-КРА7.5-Р2	АС-КРА8.6-Р2
$\alpha_{ev}; \text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$	13850	18100	16770
$\alpha_{cond}; \text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$	19800	7280	6250

Были получены большие величины коэффициентов теплоотдачи в испарителе и конденсаторе по сравнению с известными аналогами. Увели-

чение коэффициента теплоотдачи в испарителе и конденсаторе отмечено для профиля АС-КРА7.0-Р2. По нашему мнению, это результат не только производства технической неравномерно расположенной шероховатости на верхней поверхности большего количества канавок круглой формы.

Объясним этот феноменологический факт [7, 8]. Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$  практически автомодельны относительно плотности теплового потока. Будем различать область автомодельности (малые плотности теплового потока) при испарительном режиме работы ТТ, когда испарение жидкости наблюдается только с поверхности мениски обращенной в паровой объем, и автомодельность при развитом пузырьковом кипении внутри потока жидкости в канавках фитиля.  $\Omega$ -образная капиллярная канавчатая структура фитиля обладает рядом особенностей. В капиллярных каналах одновременно происходят эвакуация пара и непрерывная подпитка жидкостью, подтекающей сюда под действием сил поверхностного натяжения. Кипение происходит как внутри потока жидкости в канавках фитиля, так и на его поверхности. Реализуемые значения коэффициентов теплоотдачи в испарителе и конденсаторе  $\alpha_{ev}$  свидетельствуют о том, что  $\Omega$ -образная капиллярная канавчатая структура фитиля, сочетающая круглую артерию с узкой щелью, создает весьма благоприятные условия для зарождения и роста паровых пузырей. Как показывают эксперименты с аммиачными алюминиевыми ТТ, поверхность фитиля занята паровыми пузырями уже при  $q = (1 \div 1,5) \cdot 10^4 \text{Вт/м}^2$ . При этом устойчивое развитое кипение на внутренней поверхности ТТ с  $\Omega$ -образной капиллярной канавчатой структурой фитиля устанавливается при весьма незначительных температурных напорах (перегревах жидкости). Основная причина — поверхности раздела фаз возникают и внутри  $\Omega$ -образной капиллярной канавчатой структуры фитиля. При выбросе паровой фазы из канавчатой структуры фитиля в ней всегда остаются паровые включения, обволакивающие стенки капиллярных каналов. Испарение микропленки жидкости происходит по всей поверхности капиллярного канала. Элементы  $\Omega$ -образной капиллярной канавчатой структуры фитиля сами являются центрами зарождения паровой фазы. Геометрические размеры каналов фитиля имеют порядок  $10^{-3} \div 10^{-4}$  м и больше критического диаметра обычного центра парообразования. Поэтому испарение пленки в паровые включения или с поверхности капиллярной щели требует значительно меньшего перегрева. Перегрев, поступающий в капиллярную щель жидкости в испарителе, происходит в условиях весьма высокой интенсивности теплообмена. Действительно, при таких малых диаметрах цилиндрической артерии (1,0 мм) и щели (0,3 ÷ 0,4 мм) движение жидкости в них всегда ламинарное.

В условиях сильно развитой поверхности такого фитиля только за счет подогрева жидкости можно отводить весьма большие тепловые потоки. Снижение необходимого перегрева, а также интенсивный подогрев жидкости в ТТ с  $\Omega$ -образной капиллярной канавчатой структурой фитиля существенно уменьшает время "молчания" центров парообразования, что интен-

сифицирует теплообмен. С увеличением перегрева жидкости в процесс генерации пара вовлекаются новые зародыши с меньшим радиусом кривизны, чем и обусловлен рост числа действующих на теплоотдающей поверхности центров парообразования  $Z$  при увеличении плотности теплового потока  $q$ . По существу, плотность теплового потока  $q$ , Вт/м<sup>2</sup> влияет косвенным образом на  $Z$ , т.к. с ростом  $q$  увеличивается температурный напор, т.е. перегрев жидкости в пристенном слое.

Как следует из испытаний ТТ из профилей типа АС-КРА высотой 12,5, 14, 17 коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_e$ ,  $\alpha_c$  с теплоотдающей поверхности покрытой пленками  $\Omega$ -образной капиллярной канавчатой структуры фитиля при переходе к более меньшим типоразмерам увеличиваются практически вдвое, на что, безусловно, влияет различная технологическая обработка теплоотдающей поверхности щели и артерии.

Автомодельность процесса теплообмена при кипении относительно величины шероховатости на поверхности фитиля ТТ со стороны парового канала связана не только с появлением на теплоотдающей поверхности смачиваемых микровпадин. По-видимому, паровые пузырьки, которые появляются на достаточно крупных микротрещинах, перекрывают собой соседние более мелкие активные зародыши парообразования. То есть появление с увеличением шероховатости новых центров может компенсироваться захлопыванием более мелких зародышей, которые были активными при меньшей шероховатости. Поэтому происходят стабилизация центров парообразования и вырождение влияния шероховатости при переходе от менее шероховатой поверхности к более шероховатой с ростом плотности теплового потока.

Ансамбль "гребешков" технической шероховатости при изменении плотности теплового потока закладывает механизм зародышеобразования (парообразования) аммиака при их испарении с поверхности. В соответствии с ТУ 550.1-02070921.007-03 на профили, прессованные из алюминиевого сплава АД31 (6060), глубина задилов, царапин должна быть не более 0,05 мм. На полке глубина рисок, задилов, царапин не более 0,12 мм. Зачистка дефектов на поверхности профиля не допускается. На лицевой поверхности профиля особой точности не допускаются механические повреждения, пузыри глубиной 0,03 мм, продольные следы от матрицы глубиной более 0,03 мм, а также поперечные следы от матрицы, образующиеся при остановке прессы. Но в технических условиях не оговаривается выполнение "острых" сопряжений (ребер с поверхностью щели, щели с круглой артерией), где следы от матрицы при прессовании по размерам могут быть больше указанных.

Величины давлений, измеренные в ТТ из профилей АС-КРА 7.0-Р2, АС-КРА 7.5-Р2, АС-КРА 8.6-Р2, велики и составляют 200-210 атм. — для АС-КРА 7.0-Р2 с высотой 12,5 мм, 260-280 атм. — для АС-КРА 7.5-Р2 с высотой 14 мм и 205-240 атм. — для АС-КРА 8.6-Р2 с высотой 17 мм. Отметим, что развиваемые давления при проверках на прочность ТТ из нержавеющей сталей достигают еще больших величин — до 400 атм.

Устойчивая работоспособность и высокая надежность АГНР, изготовленных из алюминиевого сплава 6063 и заполненных аммиаком, проверены испытаниями, которые были выполнены ранее 2 способами. Первый способ испытаний осуществлялся при рабочем температурном диапазоне и продолжался в течение 55000 часов. Второй способ ускоренного испытания (экспресс-контроля) выполнялся в температурном диапазоне от 70 до 100 °С и продолжался в течение 15000 часов [7,8].

Однако использование даже таких высокопроизводительных тепловых труб накладывает ряд ограничений на расположение тепловыделяющих приборов на поверхности панели или термоплаты. Использование тепловых труб еще больших размеров, допускаемое произвольным расположением зон подвода тепла, приводит к утяжелению конструкции панели.

Основные универсальные теплофизические характеристики используемых профилей тепловых труб с  $\Omega$ -образным профилем, вычисленные нами на основе опытных данных корпорации Лавочкина и используемые для сравнения, показаны в табл. 6–8. Они свидетельствуют о высокой проводимости и малом термическом сопротивлении указанных тепловых труб и о влиянии местоположений источника и стока.

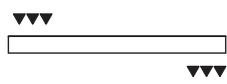
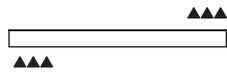
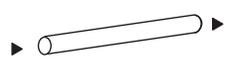
## 5. Обсуждение результатов

Экспериментальные исследования тепловых труб с различными канавками  $\Omega$ -образной формы были проведены при наземных условиях испытаний. При использовании различных технических средств подвода и отвода теплоты в Центре Келдыша (нагреватель и технологическая термоплата) и в лаборатории СамГУ (гибкий нагреватель и четыре кулера) теплофизические характеристики при испытании ТТ из профиля АС-КРА 7.5-Р1-30 длиной 1762 мм хорошо подтверждаются между собой. Максимальная теплопередающая способность ТТ из профиля АС-КРА7.5-Р2 незначительно отличается от величины ( $Q_{\max}$ ) ТТ из профиля АС-КРА7.0-Р2. Сказывается влияние неравномерно расположенной технической шероховатости на верхней поверхности большого количества канавок фитиля, влияющих на зарождение пузырьков парообразования, что интенсифицирует теплообмен. Этот факт подтверждается резким ростом коэффициента теплоотдачи при испарении ( $\alpha_e = 15800$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) для ТТ из профиля АС-КРА7.0-Р2.

При испытании ТТ были получены большие величины коэффициентов теплоотдачи при испарении и конденсации. Выявленная автомодельность значений коэффициентов теплоотдачи в зонах испарения и конденсации ТТ повышенной тепловой проводимости от плотности теплового потока в них открывает возможность для более надежного определения в расчетах эффективной теплопроводности конструкционных фитилей с каплевидной канавчатой структурой, которая значительно выше, чем у прямоугольных и трапецидальных канавчатых фитилей.

Таблица 6

**Влияние местоположения источников нагрева и охлаждения на величины максимальной тепловой мощности, термического сопротивления, внутреннего термического сопротивления, коэффициента теплопередачи через поперечное сечение, величину проводимости, перепада температуры между испарителем и конденсатором тепловой трубы АС-КРА7.0-Р2 (площадь поперечного сечения фитиля  $A_{ТТ} = 1,2266 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ )**

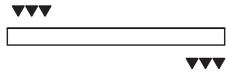
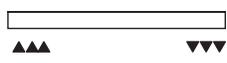
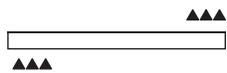
№ П/П	Местоположение источника нагрева и охлаждения	АС-КРА7.0-Р2 ( $A_{ТТ} = 1,2266 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ )						
		$(QL)_{\max}$ Вт·м	$Q_{\max}$ Вт	$R$ , К/Вт	$R_{ТТ}$ , $10^{-6}$ , $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$	$K_{ТТ}$ , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	$\frac{K_{ТТ} \cdot A_{ТТ}}{R} = R^{-1}$ , $\frac{\text{Вт}}{\text{К}}$	$\Delta T_{ТТ}$ , К
1		226	133,7	0,024	2,94384	339692,4	41,67	3,208
2		230	136,1	0,016	1,96256	509538,6	62,50	2,177
3		243	143,8	0,019	2,33054	429085,1	52,63	2,723
4		235	139,1	0,014	1,71724	582329,8	71,43	1,947
5		235	139,1	0,019	2,33054	429085,1	52,63	2,642

Термовакuumные испытания корпорации Лавочкина были нацелены на исследование влияния следующих факторов (массы заполненной рабочей жидкости, рабочей температуры, угла наклона или перегрузок, местоположений источников и стоков теплоты) на теплофизические характеристики тепловых труб.

Результаты вычислений подтверждены экспериментальными данными Центра Келдыша и корпорации Лавочкина. Величина термического сопротивления ТТ составляет 0,01-0,02 К/Вт, когда передаваемый тепловой поток максимальный. Величины коэффициентов теплоотдачи при испарении значительно выше, чем эти величины у известных аналогов ТТ. Программа квалификационных испытаний ТТ выполнялась в строгом соответствии с европейским стандартом ESA PSS-049 [5]. При этом были выполнены механические, тепловые, радиационные и ресурсные испытания труб.

Таблица 7

Влияние местоположения источников нагрева и охлаждения на величины максимальной тепловой мощности, термического сопротивления, внутреннего термического сопротивления, коэффициента теплопередачи через поперечное сечение, величину проводимости, перепада температуры между испарителем и конденсатором тепловой трубы АС-КРА7.5-Р2 (площадь поперечного сечения фитиля  $A_{\text{ТТ}} = 1,5386 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ )

№ п/п	Местоположение источника нагрева и охлаждения	АС-КРА7.0-Р2 ( $A_{\text{ТТ}} = 1,5386 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ )						
		$(QL)_{\text{max}}$ Вт·м	$Q_{\text{max}}$ Вт	$R$ , К/Вт	$R_{\text{ТТ}}$ , $10^{-6}$ , $\text{м}^2 \cdot$ $\text{К/Вт}$	$K_{\text{ТТ}}$ , $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	$K_{\text{ТТ}} \cdot$ $A_{\text{ТТ}} =$ $= R^{-1}$ , $\text{Вт/К}$	$\Delta T_{\text{ТТ}}$ , К
1		218	129,0	0,015	2,30790	433294,3	66,67	1,935
2		221	130,7	0,016	2,46176	406213,44	62,50	2,091
3		243	143,8	0,018	2,76948	361078,6	55,56	2,588
4		235	139,0	0,015	2,30790	433294,3	66,67	2,085
5		251	148,5	0,018	2,76948	361078,6	55,56	2,673

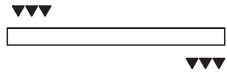
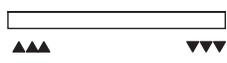
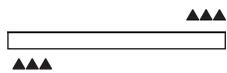
## Заключение

Для выполнения условий передачи теплового потока вплоть до  $Q = 300 \text{ Вт}$  на всю длину внутренней панели при указанных тепловых параметрах используемых труб необходимо увеличение их числа. Зоны тепловыделений на поверхности панелей могут располагаться при этом над двумя и более тепловыми трубами. Однако более целесообразно, на наш взгляд, планируемое размещение тепловыделяющей аппаратуры на поверхности внутренней панели осуществлять с соблюдением заданного максимального расстояния от зоны подвода до зоны отвода теплоты, ориентируясь на заданную степень неизотермичности температурного поля или на заданное поле градиентов температур конструкции.

Конструктивно СОТР целесообразно строить, основываясь на принципе совмещения с силовыми элементами объекта, при котором тепловые трубы вмонтированы внутри сотовых панелей (сотопанелей) корпуса аппарата, выполняющих одновременно роль термостабилизируемых платформ (ТСП).

Таблица 8

**Влияние местоположения источников нагрева и охлаждения на величины максимальной тепловой мощности, термического сопротивления, внутреннего термического сопротивления, коэффициента теплопередачи через поперечное сечение, величину проводимости, перепада температуры между испарителем и конденсатором тепловой трубы АС-КРА8.6-Р2 (площадь поперечного сечения фитиля  $A_{ТТ} = 2,26865 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ )**

№ п/п	Местоположение источника нагрева и охлаждения	АС-КРА7.0-Р2 ( $A_{ТТ} = 2,26865 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ )						
		$(QL)_{\max}$ Вт·м	$Q_{\max}$ Вт	$R$ , К/Вт	$R_{ТТ}$ , $10^{-6}$ , $\text{м}^2 \cdot$ $\text{К/Вт}$	$K_{ТТ}$ , Вт/ $\text{м}^2 \cdot \text{К}$	$K_{ТТ} \cdot$ $A_{ТТ} =$ $= R^{-1}$ , Вт/К	$\Delta T_{ТТ}$ , К
1		302	178,7	0,050	1,13430	88160,0	20,00	8,935
2		310	183,4	0,018	4,08357	244883,8	55,56	3,301
3		352	208,3	0,020	4,53730	220395,4	50,00	4,166
4		335	198,2	0,051	1,15701	86429,6	19,61	10,108
5		328	194,1	0,013	2,94925	339069,0	76,92	2,523

Последние могут как совмещать функции оснований для установки тепловыделяющей аппаратуры и радиационного теплообменника (РТО) так и нет. При разделении функций ТСП и РТО тепловая связь между ними может быть обеспечена с помощью ТТ постоянной проводимости, контурных тепловых труб или обычного жидкостного контура.

## Литература

- [1] Harwell, W Re-Entrant groove heat pipe / W.Harwell, W.B.Kaufman, L.Tower // AIAA Paper. – 1977. – No. 773. – P. 1–8.
- [2] Schlitt, R. Performance Characteristics of Recently Developed High Performance Heat Pipes. 8th International Heat Pipe Conference / R.Schlitt. – Beijing, 1992.
- [3] Dubois, M. Space Qualification of High Capacity Grooved Heat Pipes. 10th International Heat Pipe Conference, September 21–25, 1997, Stuttgart,

- Germany / M. Dubois, B. Mullender, W. Supper. – Prepr. of Sess. B, C, Dppl-7.
- [4] Theoretical Investigation of Advanced Capillary Structures in Grooved Heat Pipe Evaporators for Space Applications / C. Brand [et al.]. 30th International Conference on Environmental System SAE, 2000.
- [5] Heat Pipes Qualification Requirements. – ESA PSS-49. – Issue 2. – March, 1983.
- [6] Komotani, Y. Effect of one-sided heat input and removal on axially Grooved Heat Pipe performance. AIAA 15th Aerospace science meeting / Y. Komotani // AIAA Paper-77-191. – P. 1–7.
- [7] Barantsevich, V.L. Investigation of the Aluminum-Ammonia Heat Pipe service life characteristics and corrosion resistance / V.L. Barantsevich, L.V. Barkova // Proc. of the IX International Heat Pipe Conference, May 1-5, 1995, Albuquerque, New-Mexico. – V. II. – P. 947–954.
- [8] Investigation Results of Axial, Grooved Heat Pipes With High Thermal Capacity / V. Barantsevich [et al.]. Lavochkin Association, Khimky, Moscow region, Russia, 011CES-75.
- [9] Лукс, А.Л. Исследование высокоэффективных аммиачных тепловых труб энергосберегающих систем терморегулирования крупногабаритных конструкций космического аппарата / А.Л. Лукс, А.Г. Матвеев. – Вестник Самарского государственного университета. Естественнонаучная серия. – №6(56). – 2007. – С. 401–418.

Поступила в редакцию 3/IV/2008;  
в окончательном варианте — 3/IV/2008.

**ANALYSIS OF MAIN CALCULATED  
AND EXPERIMENTAL THERMO-PHYSICAL  
CHARACTERISTICS OF ADVANCED HEAT-TRANSFER  
RATE HEAT-PIPES OF ALUMINUM ALLOY<sup>3</sup>**

© 2008 A.L. Luks, A.G. Matveev<sup>4</sup>

The paper describes complex experimental research of thermo-physical features of heat-pipe, which are used in systems of thermo-regulation for space vehicles. The research has carried out for a contract with FGUP GNP RKTs "TsSKB-Progress". Comparative analysis of main calculated and experimental thermo-physical characteristics of advanced heat-transfer rate heat-pipes with ammoniac filling that have  $\Omega$ -shaped (tear-shaped) capillary structure of wick, which made of aluminum alloy AD31 (6060, 6061, 6063) of different types, sizes and configurations is done. This work is carried out in accordance with both European standard ESA PSS-049 and Russian standards in Thermo-energy technique laboratory of Scientific Research Department of Samara State University, in scientific-research Center named after M.V.Keldysh (Keldysh Center) and also in Lavochkin's Corporation. Semi-empirical dependences for heat-transfer capabilities and thermo-resistances for working temperatures of heat-carrier are concurrent with experimental data. Recommendations for design and usage of advanced arterial heat-pipes are proposed.

**Keywords:** *heat-pipe, conduction, thermo-resistance, heat-transfer coefficient, cellulose panel.*

Paper received 3/IV/2008.

Paper accepted 3/IV/2008.

---

<sup>3</sup>Communicated by Dr. Sci. (Phys. & Math.) Y.N. Radayev.

<sup>4</sup>Luks Alexandr Leonidovich, Matveev Andrey Grigor'evich, Dept. of Research Activities, Samara State University, Samara, 443011, Russia.