

ВЛИЯНИЕ ДЛИТЕЛЬНОГО ХРАНЕНИЯ АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ С АММИАКОМ НА ИЗМЕНЕНИЕ ИХ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Тепловые трубы – автономные, малогабаритные теплопередающие устройства, обладающие сверхвысокой теплопроводностью, – нашли широкое применение в системах охлаждения [1, 2]. В частности, тепловые трубы, имеющие капиллярную структуру в виде продольных канавок, изготовленные из алюминиевых сплавов АД0, АД1, АД31 методом экструзии и использующие аммиак как рабочую жидкость, являются эффективным техническим решением для применения в космических системах охлаждения. Технические характеристики таких тепловых труб (ТТ) изучены достаточно подробно в различных условиях работы, имитирующих реальные условия эксплуатации, в ходе которых определены коэффициенты теплоотдачи в зонах нагрева и конденсации, максимальные передаваемые тепловые потоки, термические сопротивления, а также определена способность тепловых труб сохранять свои характеристики после воздействия внешних возмущений [3, 4]. Для подтверждения работоспособности тепловых труб в течение предполагаемого времени эксплуатации, проведены ускоренные ресурсные испытания [5]. Однако в литературе имеются ограниченные данные, позволяющие оценить влияние длительного времени хранения на теплотехнические характеристики.

Отличие функционирующих ТТ от хранящихся заключается в том, что внутри работающей тепловой трубы теплоноситель постоянно циркулирует по замкнутому контуру и находится в движении. Внутри же неработающей ТТ теплоноситель находится без движения. Теплоноситель может химически реагировать с материалом стенки корпуса и образовать пробку из неконденсирующихся газов в зоне конденсации. Также существенным является более низкое давление паров теплоносителя в хранящихся ТТ по сравнению с ТТ, исследуемых в ресурсных испытаниях. Давление насыщения паров теплоносителя внутри ТТ прямо пропорционально температуре окружающей среды, а поскольку рабочая температура, как правило, выше температуры хранения (диапазон рабочих температур находится в пределах от 50 до 80°C), то и давление насыщения в работающей ТТ несколько выше, чем в неработающей. Воздух из окружающей среды может диффундировать внутрь ТТ, образуя пробку из неконденсирующихся газов. Если ТТ имеет скрытые дефекты вследствие некачественного изготовления трубы, то этот процесс практически неизбежен и приводит к повышению термического сопротивления и ухудшению работы ТТ.

Данная статья посвящена исследованию работоспособности тепловых труб после 8-ми лет хранения при температуре +5...+30°C в воздушной среде. Такие опыты входят в квалификационную программу испытаний ТТ в соответствии с [5]. Объектом исследований были выбраны квалификационные модели ТТ (серия QM – qualification model), разработанные в НТУУ «КПИ» для системы охлаждения микроспутника BIRD [6, 7]. Квалификационные модели адекватны по конструкции и технологии изготовления летным моделям ТТ, которые эксплуатировались на борту этого микроспутника в течение 5 лет. Результатами данного исследования являются сопоставления термического сопротивления ТТ, профилей температурного поля в корпусе ТТ, наличия пробки неконденсирующегося газа для 4 тепловых труб QM01, QM04, QM07, QM09.

Для проведения экспериментов была создана экспериментальная установка, позволяющая проводить однотипные испытания на тепловых трубах данной конфигурации. В состав экспериментальной установки входила собственно тепловая труба (характеристики представлены в табл. 1) с расположенными на ней медь-константановыми термопарами (схема расположения представлена на рис. 1), электронагреватель регулируемой мощности, жидкостный термостат, обеспечивающий охлаждение зоны конденсации ТТ, тепловая изоляция, устройство горизонтирования ТТ.

Плоский прямоугольный нагреватель был выполнен с отверстиями для крепления к фланцу корпуса в зоне нагрева. Теплота от нагревателя подводилась к ТТ снизу. Соединение нагревателя

и фланца ТТ осуществлялось с помощью двух П-образных фланцев с боков (рис. 2). Усилие прижатия электроннагревателя к фланцу ТТ регулировалось винтами МЗ, момент затяжки которых составлял 60 Н·м.

Таблица 1

Основные характеристики исследуемых тепловых труб

Наружный диаметр, м	0,0122
Толщина стенки, м	0,001
Длина зоны нагрева, м	0,325
Длина транспортной зоны, м	0,344
Длина зоны конденсации, м	0,285
Эффективная длина, м	0,649
Радиус изгиба по средней линии, м	0,048
Обработка оболочки	Полировка
Капиллярная структура:	Продольные канавки
- глубина канавок, мм:	1
- ширина раскрытия, мм	0,5
- ширина дна, мм	0,45
Количество канавок	30
Диаметр парового канала, м	0,008
Теплоноситель	Аммиак
Диапазон рабочих температур, оС	-50 ... +50
Термическое сопротивление, К/Вт	Не более, чем 0,07
Передаваемый тепловой поток, Вт·м	Не менее 60
Номинальный тепловой поток, Вт	60
Проведенные ресурсные испытания на аналогичных ТТ, часов	32000
Материал корпуса и фланцев	Сплав алюминия АД31
Масса, кг	Не более, чем 0,23

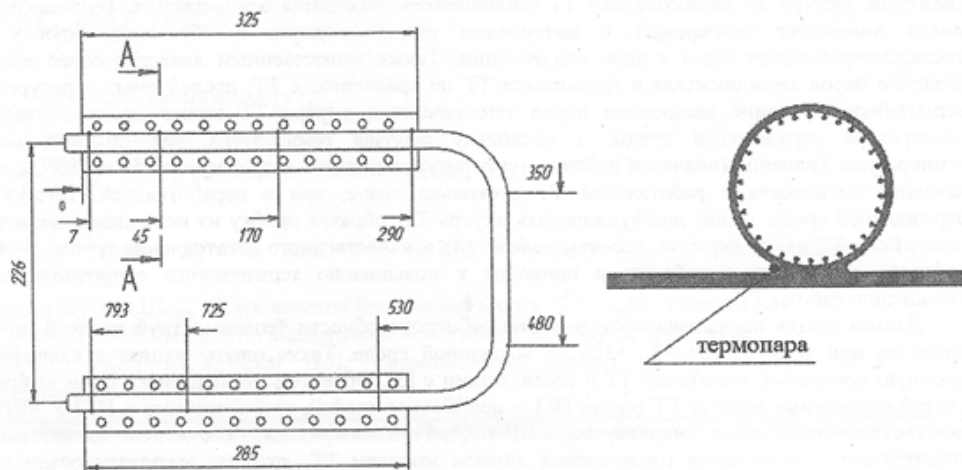


Рис. 1. Схема расположения термопар на корпусе ТТ

Конденсатор представлял собой часть трубы такого же профиля с плоским основанием-фланцем, прикрепленным к ТТ. Для наглядности схема крепления изображена на рисунке 3. Затяжка производилась так же, как и для зоны нагрева.

При исследованиях тепловая труба располагалась горизонтально. Фиксация ТТ относительно базовой плоскости осуществлялась с помощью четырех стоек, изготовленных из стеклотекстолита, что обеспечивало тепловую развязку ТТ от базовой плоскости и, одновременно, их жесткую механическую связь. Положение ТТ относительно горизонта определялось с помощью оптического квадранта марки КО-60 с точностью 1' (что соответствует точности горизонтирования 0,1245 мм по продольной и 0,0825 мм по поперечной координате),

устанавливаемого на горизонтирующей пластине. После проведения горизонтирования ТТ закрывалась теплоизоляцией ThermaFlex [8].

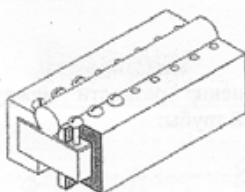


Рис. 2. Соединение нагревателя и тепловой трубы.

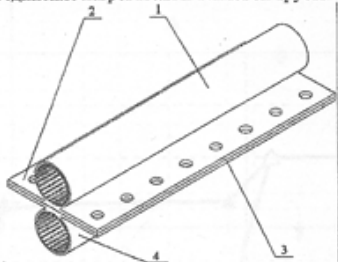


Рис. 3. Фрагмент конструкции конденсатора:

1 – корпус ТТ; 2 – фланец ТТ; 3 – фланец конденсатора; 4 – корпус конденсатора.

Тепловая труба горизонтировалась, покрывалась изоляцией, обеспечивалась циркуляция теплоносителя в термостате и устанавливался стационарный режим, характеризующийся постоянством температуры корпуса по длине тепловой трубы. После этого к нагревателю подводилась электрическая мощность Q , величина которой определялась с помощью ваттметра. По истечении некоторого времени, необходимого для выхода ТТ на стационарный режим, снимались показания термопар. Затем к нагревателю подводилась следующая заданная электрическая мощность и процедура повторялась. Электрическая мощность, подводимая к нагревателю, изменялась от 0 Вт до 150 Вт с шагом 10 Вт. Температура охлаждающей среды поддерживалась автоматически и была равна 5°C .

Термопары, с помощью разработанной в лаборатории тепловых труб информационно-измерительной системы, подсоединялись к компьютеру. С помощью программы "LabView" можно было вести наблюдение за ростом и стабилизацией показаний термопар, и, следовательно, за процессом выхода ТТ на стационарный режим. После выхода на стационарный режим показания термопар записывались в файл результатов. Температура для каждой термопары усреднялась по времени за период 20 с после выхода ТТ на стационарный режим, когда разброс показаний термопар не превышал $0,055^{\circ}\text{C}$ от среднего значения.

В процессе обработки экспериментальных данных были получены графики распределения температур по длине тепловых труб, а также термические сопротивления труб $R_{ТТ}$ в зависимости от мощности. Термические сопротивления рассчитывались по формуле:

$$R_{ТТ} = \frac{\Delta t}{Q},$$

где Δt – разность средних температур стенки корпуса в зоне нагрева и в зоне конденсации;

Q – электрическая мощность, подводимая к ТТ.

Средние температуры корпуса ТТ в зонах испарения, конденсации и транспорта, последняя из которых принималась равной средней температуре пара, рассчитывались следующим образом:

$$\overline{t_{3И}} = \frac{\sum_{i=1}^4 t_i}{n}; \quad \overline{t_{3К}} = \frac{\sum_{i=7}^9 t_i}{m}; \quad \overline{t_{П}} = \frac{\sum_{i=5}^6 t_i}{p},$$

где $i=1...4$ – номера термопар, соответствующие зоне нагрева;

$i=7...9$ – номера термопар, соответствующие зоне конденсации;

$i=5...6$ – номера термопар, соответствующие зоне транспорта;

n – количество термопар в зоне нагрева;

\dot{m} – количество термодар в зоне конденсации;

p – количество термодар в зоне транспорта.

Таким образом:

$$\Delta t = t_{3И} - t_{3К}$$

На рис. 4 изображено изменение разности между температурой стенки корпуса и температурой пара по длине тепловой трубы:

$$\Delta t_{СТ} = t_{СТ} - t_{П}$$

где $t_{СТ}$ – температура стенки корпуса в данной точке.

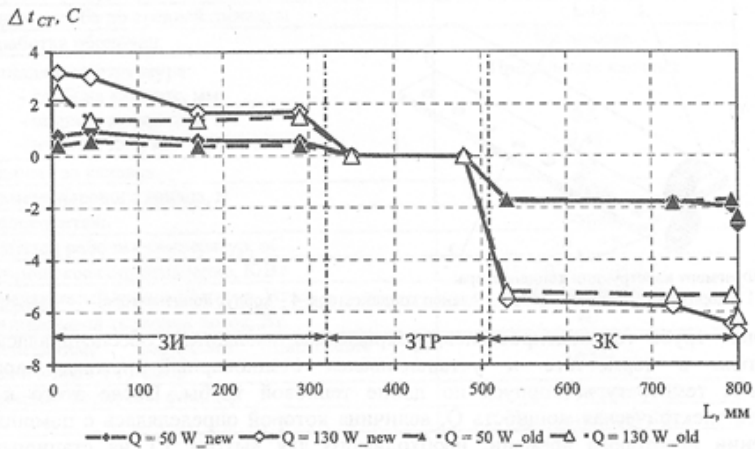


Рис. 4. Изменение разности температуры по длине ТТ QM01:
ЗИ – зона испарения; ЗТР – зона транспорта; ЗК – зона конденсации; данные с добавкой "old" относятся к 1998 году, данные с добавкой "new" относятся к 2006 году

Как следует из графика на рис. 4, разность температур снижается от зоны испарения (ЗИ) в зоне конденсации (ЗК), в транспортной зоне (ЗТР) температура корпуса равна температуре пара, а поскольку вычитаемым в разности температур является именно температура пара, то разность температур для ЗТР находится в области нуля. В конце зоны конденсации наблюдается незначительное снижение температуры. Для данных 2006 года $\Delta t_{СТ}$ в зоне конденсации находится несколько ниже, чем для данных 1998 года. Это можно считать как результатом незначительного роста газовой пробки тепловой трубы, так и некоторой погрешностью проведения эксперимента.

На рис. 5 представлена разность температуры корпуса ТТ QM01 и температуры пара в зависимости от мощности. Для зоны испарения разность температур определяется так:

$$\overline{\Delta t_{ЗИ}} = \overline{t_{ЗИ}} - \overline{t_{П}}$$

Для зоны конденсации разность температур определяется аналогично:

$$\overline{\Delta t_{ЗК}} = \overline{t_{ЗК}} - \overline{t_{П}}$$

Аналогично предыдущему рисунку дается сравнительная картина для данных 1998 года и данных 2006 года.

На рис. 6 представлено изменение термического сопротивления ТТ от уровня мощности для ТТ QM01, QM04, QM07, QM09.

Из графика на рис. 6 следует, что величины термических сопротивлений ТТ QM01, QM04, QM07, QM09 в зависимости от мощности почти не изменились, разница на отдельных значениях вполне укладывается в пределы погрешности определения термического сопротивления, не превышающей 13%. Однако для ТТ QM09 явно наблюдается иной характер изменения зависимости – снижение термического сопротивления, что характерно для тепловых труб с пробкой некоонденсирующихся газов в зоне конденсации. Для других ТТ QM01, QM04, QM07 термическое сопротивление практически постоянно возрастает с ростом передаваемой мощности.

Результаты сравнения экспериментов в 2006 и 1998 году показывают, что общий уровень термического сопротивления несколько возрос, это объясняется различиями в постановке эксперимента.

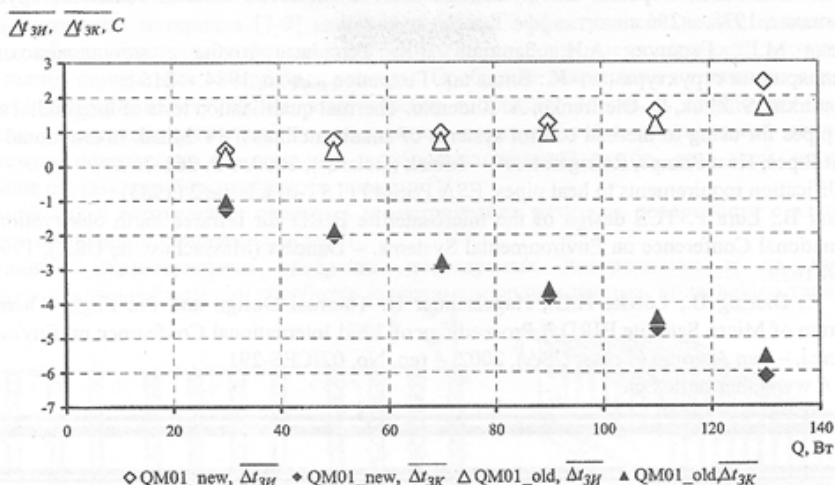


Рис. 5. Изменение разностей температур в зонах испарения и конденсации в зависимости от мощности на примере ТТ QM01: данные с добавкой "old" относятся к 1998 году, данные с добавкой "new" относятся к 2006 году

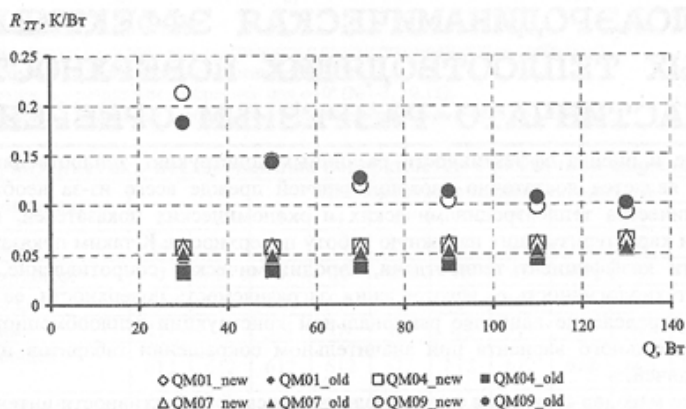


Рис. 6. Зависимость термического сопротивления от мощности для ТТ QM01, QM04, QM07, QM09; данные с добавкой "old" относятся к 1998 году, данные с добавкой "new" относятся к 2006 году

Выводы

Проведены испытания тепловых труб с целью определения их теплотехнических характеристик. В результате анализа полученных данных можно заключить:

1. Исследуемые тепловые трубы QM01, QM04, QM07, QM09 сохранили работоспособность и практически не изменили своих теплотехнических характеристик в течение 8-ми лет хранения.
2. Анализ сравнения полученных данных по термическому сопротивлению с данными 1998 года позволяет заключить, что термическое сопротивление ТТ несколько возросло. Разница в численных значениях величин объяснима различиями в постановке эксперимента и укладывается в погрешность 13% для термического сопротивления. Общий вид зависимостей остался тем же как для нормально функционирующих ТТ (QM01, QM04, QM07), так и для ТТ с газовой пробкой в зоне конденсации (QM09).
3. Целесообразно проведение подобных исследований в более широком диапазоне температур, включая крайние температурные уровни эксплуатации.

Литература

1. Дульнев Г.Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронных аппаратах. – М.:Высш.Шк., 1984. – 247 с.
2. Ивановский М.Н., Сорокин В.П., Ягодкин И.В. Физические основы тепловых труб. – М.: Атомиздат, 1978. – 256 с.
3. Семена М.Г., Гершуни А.Н., Зарипов В.К. Тепловые трубы с металловолоконистыми капиллярными структурами. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1984. – 215 с.
4. V. Baturkin, S. Zhuk, D. Olefirenko, A. Rudenko. Thermal qualification tests of longitudinal ammonia heat pipes for using in thermal control systems of small satellites // IV Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators". – Minsk (Belarus), 2000. – P. 261-269.
5. Qualification requirements to heat pipes. ESA PSS-49 (TST-01). Issue 2 (1983)
6. Biering B., Lura F. TCS design of the microsatellite BIRD for infrared earth observation // 28th International Conference on Environmental Systems. – Dancers (Massachusetts, USA), 1998. – rep. No. 981639.
7. Lura F., Biering B., Lötcke H.G., Hagelschuer D. Thermal Design and Pre Flight Thermal Test Program of Micro Satellite BIRD // Proceedings of 32nd International Conference on Environmental Systems. – San Antonio (Texas, USA), 2002. – rep. No. 02ICES-291.
8. <http://www.thermaflex.ch>