

УДК 62–97

Радиационный теплообменник двухфазного обеспечения теплового режима космического аппарата. Численное моделирование теплопередающего элемента

А. А. Басов, М. А. Лексин, Ю. М. Прохоров

ПАО «Ракетно-космическая корпорация «Энергия» им. С. П. Королёва», Королёв;
e-mail: LexinMA@mail.ru

Поступила в редакцию 09.07.2017

Приводится краткое описание и логика работы двухфазного контура системы обеспечения теплового режима перспективного обитаемого космического аппарата. Рассматривается конструктивная схема радиационного теплообменника, предназначенного для сброса тепла, выделяющегося при работе оборудования, установленного на космическом аппарате, и экипажа в окружающее пространство за счет лучистого теплообмена. Также приведено описание конструкции теплопередающих элементов, которые входят в состав радиационного теплообменника и необходимы для подвода тепла от теплоносителя двухфазного контура и распределения его по поверхности радиационного теплообменника. Конструкция теплопередающего элемента представляет собой тепловую трубу, которая выполнена из омегаобразного профиля и заправлена аммиаком, с установленным на ее поверхности с гарантированным тепловым контактом теплообменником-конденсатором. Теплообменник-конденсатор, в свою очередь, состоит из двух проточных полостей, одна из которых предназначена для прокачки и охлаждения теплоносителя жидкостного кольца двухфазного контура системы обеспечения теплового режима космического аппарата, а другая – для прокачки и конденсации его паров. Предложена методика определения тепловых и гидравлических характеристик теплопередающего элемента, разработанная с использованием программного комплекса ANSYS. Проведен расчет полей скорости и температуры в проточных полостях теплообменника-конденсатора теплопередающего элемента. Получена зависимость гидравлического сопротивления жидкостной и паровой полостей теплообменника-конденсатора теплопередающего элемента от расхода теплоносителя, а также перепад температур между температурой теплоносителя на входе в проточные полости теплопередающего элемента и температурой полки конденсационной зоны тепловой трубы. В работе приведено описание экспериментальной установки и методики, которые использовались при лабораторно-отрабочных испытаниях теплопередающих элементов в условиях однофазного и двухфазного режимов работы двухфазного контура. Проведено сравнение результатов расчета по предложенной методике с результатами испытаний теплопередающего элемента, которое позволило сделать вывод о соответствии теплопередающего элемента выбранной конструкции его заданным тепловым и гидравлическим характеристикам.

Ключевые слова: космический аппарат, система обеспечения теплового режима, двухфазный контур, радиационный теплообменник, теплопередающий элемент, численное моделирование.

Введение

Увеличение энерговооруженности обитаемых космических аппаратов (КА), оснащенных системой обеспечения теплового режима (СОТР), ис-

пользующей для сбора тепла и сброса его в космическое пространство циркуляционные контуры с однофазными теплоносителями, приводит к существенному увеличению необходимого расхода и давления теплоносителей, что в свою оче-

редь ведет к существенному увеличению массы системы и энергозатрат на прокачку теплоносителя [1].

Перспективным подходом является система обеспечения теплового режима на основе двухфазных контуров теплопереноса, использующих двухфазный кипящий теплоноситель [2, 3].

Потребный расход двухфазного теплоносителя намного меньше расхода теплоносителя в однофазной системе, что ведет к уменьшению габаритов и массы трубопроводов и арматуры, мощности насоса. Использование теплообмена при фазовых превращениях позволяет снизить массу теплообменных агрегатов, а также поддерживать температуру термостатируемых элементов на всей протяженности контура, близкой к температуре кипения теплоносителя.

Принципиальная схема системы обеспечения теплового режима КА с двухфазным контуром теплопереноса

Отсутствие универсального теплоносителя, способного эффективно снимать тепло как при положительных, так и при отрицательных температурах, обуславливает использование двухконтурных систем обеспечения теплового режима. Теплоноситель внутреннего гидравлического контура собирает тепло от оборудования и систем КА и через теплообменник-испаритель передает его теплоносителю наружного гидравлического контура.

Наружный гидравлический контур предназначен для:

- регулируемого отвода тепла (до 9.0 кВт) от внутреннего гидравлического контура с поддержанием заданных температур теплоносителя внутреннего контура на выходе из теплообменника-испарителя;

- регулируемого отвода тепла (до 3.0 кВт) при помощи термоплат от приборного оборудования негерметичного отсека КА с поддержанием заданных температур теплоносителя на входе в термоплату;

- транспортировки собранного тепла к радиационному теплообменнику и сброса тепла в окружающее пространство.

В качестве теплоносителя в наружном гидравлическом контуре используется жидкий аммиак особой чистоты с содержанием воды не более 0.0001%. Рабочий диапазон температур теплоно-

сителя от $-75\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Рабочий диапазон избыточного давления от 0.05 до 21 кгс/см².

В целях повышения надежности наружный гидравлический контур предполагает работу как в однофазном, так и в двухфазном режимах.

Структурная гидравлическая схема рассматриваемого варианта наружного гидравлического контура приведена на рис. 1.

Работа наружного гидравлического контура в двухфазном режиме происходит следующим образом.

В жидкостном кольце наружного контура электронасосным агрегатом обеспечивается постоянная циркуляция жидкого аммиака. Из жидкостного кольца через регулятор подачи жидкости часть жидкого аммиака поступает в теплообменник-испаритель, где аммиак испаряется, отбирая тепло от теплоносителя внутреннего гидравлического контура. Пары аммиака по паропроводу поступают в паровые полости конденсаторов радиационных теплообменников, где конденсируются. Далее тепло равномерно распределяется по радиационной поверхности и сбрасывается в окружающее пространство. Конденсат через дроссельные элементы поступает в жидкостное кольцо, замыкая парожидкостный цикл.

В стационарном режиме массы испарившейся жидкости и сконденсированного пара равны, и температура испарения устанавливается в соответствии с заданным давлением в тепловом гидроаккумуляторе. При увеличении тепловой нагрузки нарушается баланс, количество пара и давление в паровых магистралях двухфазного контура увеличивается, при этом часть жидкости за счет перепада давления вытесняется из конденсаторов радиационного теплообменника в тепловой гидроаккумулятор, увеличивая активную поверхность конденсации до установления режима равновесия. С другой стороны, уменьшение тепловой нагрузки в теплообменнике-испарителе приводит к уменьшению давления в паровой полости двухфазного контура, вытеснению жидкости из теплового гидроаккумулятора в двухфазный контур и затоплению части конденсаторов в радиационном теплообменнике до установления режима равновесия.

Поддержание температуры испарения аммиака в теплообменнике-испарителе в заданных пределах обеспечивается электронагревателями теплового гидроаккумулятора, работающими по сигналам датчика давления, установленного в паровой магистрали двухфазного контура.

Поддержание температуры теплоносителя внутреннего контура на выходе из теплообменника-испарителя в заданном диапазоне обеспечивается за счет подачи регулятором подачи жидкости в теплообменник-испаритель количества жидкого аммиака, пропорционального тепловой нагрузке. Исполнительные элементы регулятора подачи жидкости срабатывают по сигналам датчиков температуры, установленных на трубопроводах на выходе теплоносителя из теплообменника-испарителя.

Заданный расход теплоносителя на испарение обеспечивается за счет поддержания постоянного перепада давления на регуляторе подачи жидкости изменением гидравлического сопротивления жидкостной петли при помощи регулирующего дросселя.

В однофазном режиме работы наружный гидравлический контур переключается на режим с повышенным расходом через теплообменник-испаритель. В тепловом гидроаккумуляторе устанавливается давление на 2–3 кгс/см² выше давления насыщения в контуре, при этом испарения и конденсации в теплообменнике-испарителе и конденсаторе не происходит, а передача тепла в этих агрегатах осуществляется вынужденной конвекцией.

Описание конструкции радиационного теплообменника

Одним из важнейших элементов двухфазного контура является радиационный теплообменник, предназначенный для сброса тепла в окружающее пространство.

Основными требованиями, предъявляемыми к радиационному теплообменнику, являются способность отводить необходимое количество тепла и возможность эффективно работать как в однофазном, так и в двухфазном режиме работы.

Радиационный теплообменник состоит из радиационной поверхности, на которой с определенным шагом установлены с гарантированным тепловым контактом теплопередающие элементы (ТПЭ) на основе тепловых труб.

Для удобства монтажа радиационный теплообменник разбивается на ряд панелей. Конструкция одной панели радиационного теплообменника представлена на рис. 2.

Принципиальная конструкция теплопередающего элемента (рис. 3) представляет собой теп-

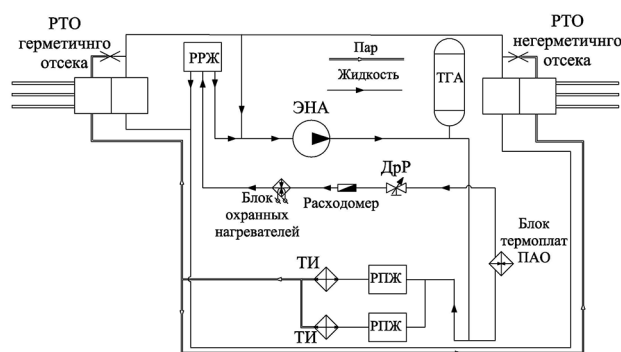


Рис. 1. Структурная гидравлическая схема рассматриваемого варианта наружного гидравлического контура системы обеспечения теплового режима: ДрР – регулирующий дроссель; ПАО – приборно-агрегатное оборудование; РПЖ – регулятор подачи жидкости; РРЖ – регулятор расхода жидкости; РТО – радиационный теплообменник; ТГА – тепловой гидроаккумулятор; ТИ – теплообменник-испаритель; ЭНА – электронасосный агрегат

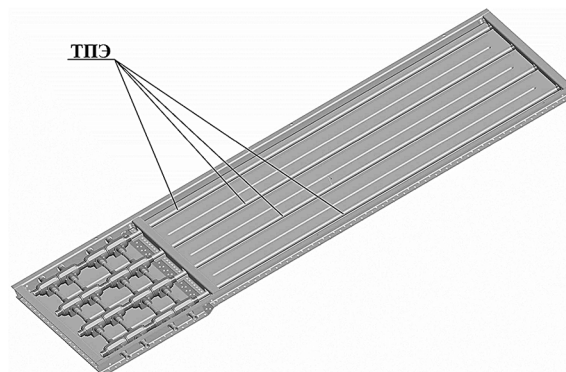


Рис. 2. Конструкция панели радиационного теплообменника

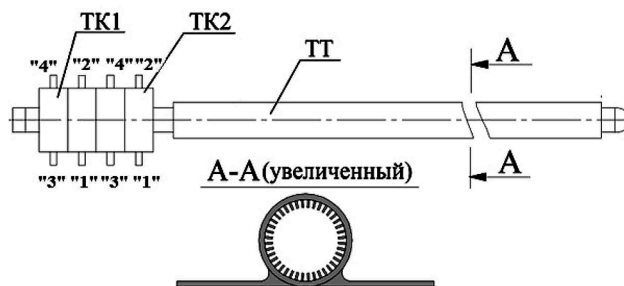


Рис. 3. Принципиальная конструкция теплопередающего элемента

ловую трубу с установленными на ее конце конденсаторами при обеспечении гарантированного теплового контакта. На рис. 1 конденсаторы относятся к двум независимым контурам системы обеспечения теплового режима.

Конструктивное исполнение конденсаторов определяет эффективность и обеспечение заданных параметров работы теплопередающих элементов и радиационного теплообменника в целом.

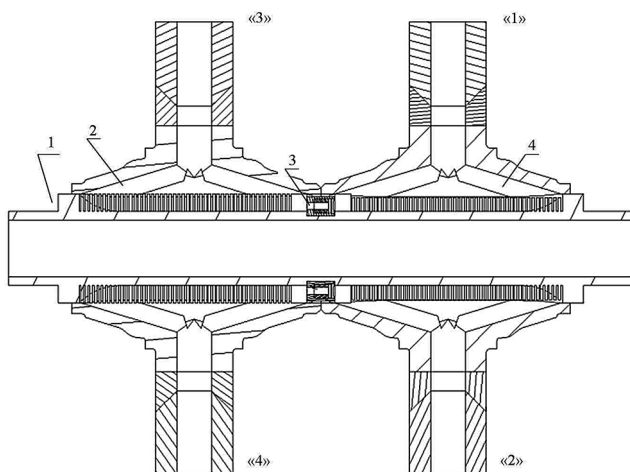


Рис. 4. Принятый вариант конструктивного исполнения конденсатора теплопередающего элемента: 1 – цилиндрическая вставка с ребрами; 2 – жидкостная полость; 3 – капиллярный затвор; 4 – паровая полость

Конденсатор состоит из корпуса со штуцерами входа-выхода теплоносителя и его паров и цилиндрической вставки с отверстием в центре для установки на тепловую трубу.

В корпусе конденсатора с противоположных сторон по диаметру на входе и выходе теплоносителя для распределения потока теплоносителя по теплообменной поверхности имеются два коллектора.

Для обеспечения эффективной конденсации паров и переохлаждения жидкого аммиака на внешней поверхности цилиндрической вставки сделано оребрение в виде кольцевых ребер и установлена перегородка, разделяющая проточную полость на жидкостную и паровую. В кольцевых ребрах по всей длине конденсационной полости конденсатора с противоположных сторон по диаметру выполнены два коллектора для удаления конденсата в жидкостную полость. В перегородке установлен капиллярный затвор, представляющий собой цилиндрическую пористую вставку. Наличие капиллярного затвора предотвращает попадание пара в жидкостную полость при положительном перепаде давления между паровой и жидкостной полостью конденсатора.

Конструктивная схема конденсатора представлена на рис. 4.

При работе наружного гидравлического контура в двухфазном режиме через штуцеры «3» и «4» конденсатора циркулирует теплоноситель жидкостного кольца. Пары теплоносителя поступают через штуцер «1» и частично конденсиру-

ются на поверхности цилиндрической вставки. Образовавшийся конденсат удаляется через капиллярный затвор в жидкостную полость. Оставшийся не сконденсировавшийся пар выходит из штуцера «2» и поступает на вход следующего за ним теплопередающего элемента. Клапан, расположенный в паровой магистрали на выходе из радиационного теплообменника, устанавливается в положение «закрыт».

При работе наружного гидравлического контура в однофазном режиме через паровую полость прокачивается жидкий теплоноситель, а клапан, расположенный в паровой магистрали на выходе из радиационного теплообменника, устанавливается в положение «открыт»

Экспериментальная установка для испытаний теплопередающего элемента

Для проведения испытаний теплопередающего элемента описанной выше конструкции была собрана экспериментальная установка, принципиальная схема которой представлена на рис. 5.

Экспериментальная установка состоит из блока циркуляции двухфазного контура теплопереноса, служебной системы подвода тепла к теплообменнику-испарителю, служебной системы отвода тепла от термоплаты, на поверхности которой установлен теплопередающий элемент, системы управления элементами двухфазного контура теплопереноса и служебных систем, источника питания, датчиков и регистрирующей аппаратуры.

Блок циркуляции двухфазного контура теплопереноса представляет собой замкнутый парожидкостной контур, включающий в себя насос, обеспечивающий циркуляцию рабочей жидкости в жидкостной части контура, теплообменник-испаритель, обеспечивающий испарение рабочего тела, тепловой гидроаккумулятор для регулирования давления насыщения рабочей жидкости в двухфазном контуре теплопереноса в процессе проведения испытаний, теплопередающий элемент (объект испытаний), теплообменник, поддерживающий температуру теплоносителя в жидкостном кольце на заданном уровне, регулятор подачи жидкости, обеспечивающий плавное регулирование заданного расхода жидкости на испарение аммиака в теплообменнике-испарителе, краны для возможности перевода двухфазного контура теплопереноса из однофазного режима работы в двухфазный и обратно, дренажно-запра-

вочную аппаратуру, датчики для измерения температуры, давления и расхода рабочих тел в двухфазном контуре теплопереноса.

В качестве теплоносителя в блоке циркуляции двухфазного контура теплопереноса используется жидкий аммиак особой чистоты с содержанием воды не более 0.001% и его пары.

Двухфазный контур теплопереноса совместно с системами подвода и отвода тепла и системой управления экспериментальной установкой обеспечивает:

- циркуляцию аммиака в жидкостной части контура с расходом до $30 \text{ см}^3/\text{с}$ и температурой от $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ до $+30 \text{ }^\circ\text{C}$;

- подачу на вход теплопередающего элемента теплообменника-конденсатора паров аммиака с расходом до 0.5 г/с с температурой на входе от $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ до $+40 \text{ }^\circ\text{C}$;

- поддержание температуры паров на входе теплопередающего элемента теплообменника-конденсатора на заданном уровне в диапазоне от $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ до $+40 \text{ }^\circ\text{C}$ с точностью $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$;

- подачу жидкого аммиака на испарение в теплообменник-испаритель с расходом от 0 до $3 \text{ см}^3/\text{с}$ с точностью $\pm 0.1 \text{ см}^3/\text{с}$.

Порядок проведения испытаний следующий:

- с помощью теплового гидроаккумулятора в двухфазном контуре теплопереноса устанавливается заданное давление;

- с помощью насоса через теплообменник-испаритель устанавливается заданный расход жидкого аммиака, при этом дроссель регулирующий находится в положении «закрыт»;

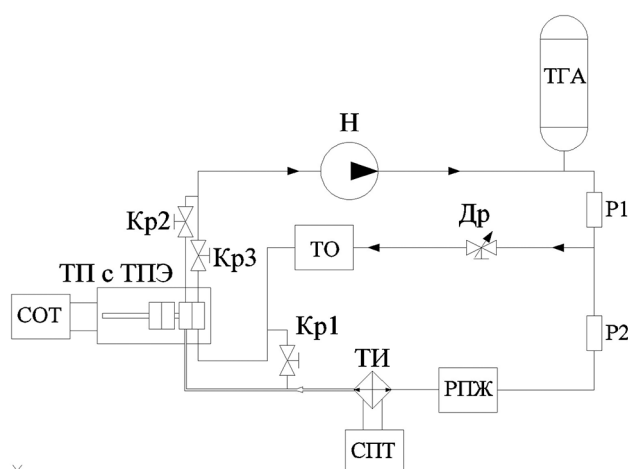
- краны устанавливаются в положение, соответствующее однофазному режиму работы двухфазного контура теплопереноса (все краны в положении «открыт»);

- с помощью системы подвода тепла к теплообменнику-испарителю подводится тепловая нагрузка;

- испарившийся аммиак проходит через проточные полости теплопередающего элемента, установленного на поверхности охлаждаемой термоплаты, и конденсируется.

Предельное значение теплосъема теплопередающего элемента определяется по нарушению баланса между теплом, подводимым к теплообменнику-испарителю от системы подвода тепла, и теплом, отведенным от термоплаты.

Далее двухфазный контур теплопереноса переводится в двухфазный режим работы. Для этого



×
Рис. 5. Принципиальная схема экспериментальной установки для испытаний теплопередающего элемента: Др – регулируемый дроссель; Кр1–Кр3 – краны ручные; Н –насос; P1, P2 – расходомеры; РПДЖ – регулятор подачи жидкости; СОТ – система отвода тепла; СПТ – система подвода тепла; ТГА – тепловой гидроаккумулятор; ТИ – теплообменник-испаритель; ТО – теплообменник; ТП с ТПЭ – термоплата с теплопередающим элементом

Кр1 и Кр2 (см. рис. 5) переводятся в положение «закрыт», регулируемый дроссель устанавливается в положение, обеспечивающее заданный перепад давления на регуляторе подачи жидкости. Через жидкостные полости теплопередающего элемента циркулирует жидкий аммиак, а в паровые полости поступает испарившийся в теплообменнике-испарителе аммиак. Пар в паровых полостях теплопередающего элемента конденсируется, а образовавшийся конденсат через капиллярные затворы поступает в жидкостные полости.

С помощью теплообменника регулируется температура теплоносителя на входе в жидкостные полости теплопередающего элемента.

Расчет характеристик выбранного варианта теплопередающего элемента

Для штатной работы наружного гидравлического контура в однофазном и двухфазном режимах теплопередающий элемент должен обеспечивать теплосъем не менее 120 Вт тепла при следующих параметрах:

- расход теплоносителя через жидкостную полость теплопередающего элемента теплообменника-конденсатора – $25 \text{ см}^3/\text{с}$;

- перепад температуры между теплоносителем (жидкостью и паром) на входе в конденсатор и стенкой конденсационной зоны тепловой трубы – не более $10 \text{ }^\circ\text{C}$.

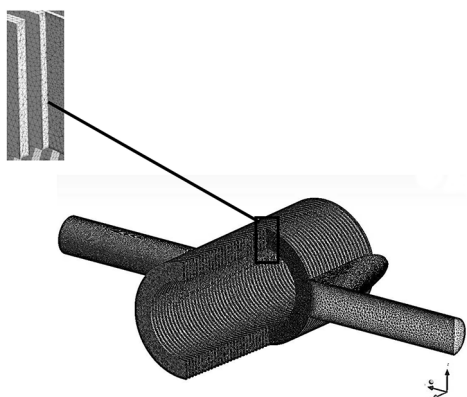


Рис. 6. Геометрия жидкостной полости конденсатора теплопередающего элемента с расчетной сеткой

– перепад температуры по длине зоны конденсации тепловой трубы – не более $1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Гидравлическое сопротивление жидкостной и паровой полости конденсатора теплопередающего элемента не должно превышать 50 мм вод.ст. при расходе жидкого аммиака $25\text{ см}^3/\text{с}$.

Гидравлическое сопротивление паровой полости конденсатора теплопередающего элемента не должно превышать 5 мм вод.ст. при расходе паров аммиака $200\text{ см}^3/\text{с}$.

Задачей гидравлического и теплового расчета теплопередающего элемента является определение зависимости гидравлического сопротивления и тепловых характеристик проточных полостей конденсатора теплопередающего элемента от расхода теплоносителя, а также сравнение полученных результатов с результатами испытаний.

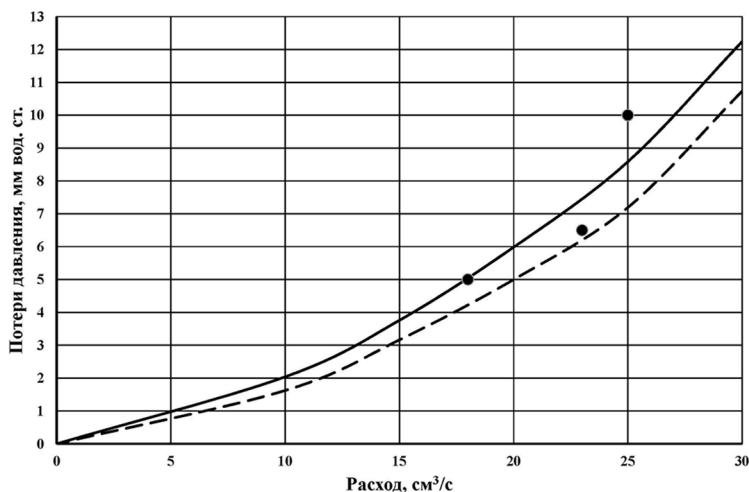


Рис. 7. Гидравлическое сопротивление при течении жидкого аммиака: сплошная линия – через жидкостную полость; пунктирная линия – через паровую полость; точки – результаты испытаний

Для решения этой задачи с помощью программного комплекса ANSYS Fluent была решена система уравнений Навье–Стокса совместно с уравнением энергии в трехмерной постановке для каждой полости в отдельности. На рис. 6 приведена геометрия жидкостной полости конденсатора теплопередающего элемента с расчетной сеткой.

В качестве модели турбулентности была выбрана $k-\omega$ модель.

Система была решена со следующими граничными условиями:

- на входе теплоносителя: равномерный профиль скоростей, соответствующих заданному расходу;
- на выходе теплоносителя: избыточное давление приравнялось нулю;
- на поверхности цилиндрической вставки: постоянная плотность теплового потока, соответствующая заданной тепловой нагрузке;
- на остальной поверхности: адиабатная стенка.

Расчет полей скорости показывает равномерность распределения расхода по каналам теплообменной поверхности, что свидетельствует о правильности выбранной конструкции конденсатора теплопередающего элемента.

Разница средневзвешенных значений давления в ячейках на входе и выходе полостей конденсатора определяет гидравлическое сопротивление.

Результаты расчета зависимости гидравлического сопротивления от расхода жидкого теплоносителя через жидкостную и паровую

полости конденсатора теплопередающего элемента и их сравнение с результатами лабораторных отработочных испытаний представлены на рис. 7.

Результаты расчета зависимости гидравлического сопротивления от расхода паров теплоносителя через паровую полость конденсатора представлены на рис. 8.

Уровень потерь давления при течении паров аммиака через паровую полость конденсатора оказался на уровне погрешности датчика перепада давления, который использовался при проведении испытаний, поэтому достоверных экспериментальных данных для этого случая нет.

Перепад температур между температурой теплоносителя на входе в конденсатор и корпусом тепловой трубы в зоне конденсации Δt складывается из перепада температур в конденсаторе Δt_{TK} и перепада температур по длине тепловой трубы Δt_{TT} :

$$\Delta t = \Delta t_{\text{TK}} + \Delta t_{\text{TT}}.$$

Суммарный перепад температуры в конденсаторе складывается из перепада температур между температурой теплоносителя на входе в конденсатор и температурой стенки конденсатора $\Delta t_{\text{кон}}$ и перепада температур между температурами стенки конденсатора и внешней поверхности тепловой трубы в зоне испарения $\Delta t_{\text{ст}}$

$$\Delta t_{\text{TK}} = \Delta t_{\text{кон}} + \Delta t_{\text{ст}}.$$

Для течения жидкого аммиака через жидкостную и паровую полости перепад $\Delta t_{\text{кон}}$ определяется из расчета в ANSYS, а для конденсации пара по методике, изложенной ниже. Примем, что в каналах между ребрами происходит пленочная конденсация. Ширина этих каналов 0.4 мм. Допустим, что средняя толщина пленки конденсата 0.15 мм, тогда минимальное значение коэффициента теплоотдачи при конденсации определяется как

$$\alpha_{\text{кон}}^{\text{п.п.}} = \frac{\lambda'_{\text{ам}}}{\delta_{\text{пл}}},$$

где $\lambda'_{\text{ам}}$ – коэффициент теплопроводности жидкого аммиака, Вт/(м·К).

Таким образом, перепад температур между температурой паров аммиака на входе в конденсатор и температурой стенки конденсатора оказывается равным:

$$\Delta t_{\text{кон}} = \frac{q_{\text{охл}}^{\text{п.п.}}}{\alpha_{\text{кон}}^{\text{п.п.}}},$$

где $q_{\text{охл}}^{\text{п.п.}}$ – плотность теплового потока на поверхности оребренной цилиндрической вставки, Вт/м².

Суммарный перепад температур в тепловой трубе равен:

$$\Delta t_{\text{TT}} = \Delta t_{\text{и}} + \Delta t_{\text{п}} + \Delta t_{\text{к}},$$

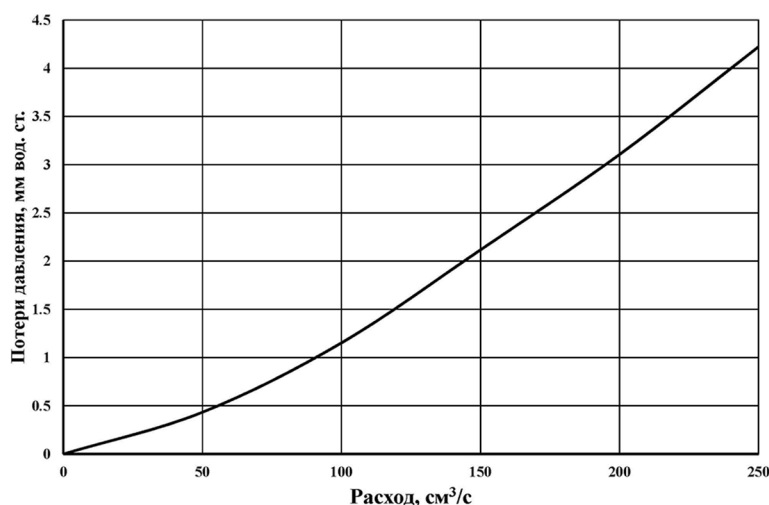


Рис. 8. Гидравлическое сопротивление при течении паров аммиака

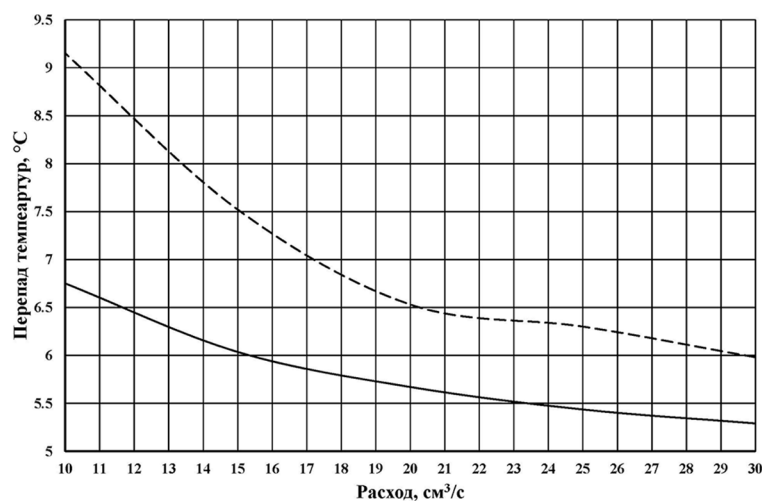


Рис. 9. Перепад температур между температурой жидкого аммиака на входе в конденсатор теплопередающего элемента и корпусом тепловой трубы в зоне конденсации. Сплошная линия – жидкостная полость; пунктирная линия – паровая полость

где $\Delta t_{\text{и}}$ – перепад температуры в испарительной части от наружной поверхности тепловой трубы к пару; $\Delta t_{\text{п}}$ – перепад температуры пара по длине тепловой трубы; $\Delta t_{\text{к}}$ – перепад температуры в конденсационной части тепловой трубы от пара к наружной поверхности.

Результаты расчета перепада температур между температурой теплоносителя на входе в конденсатор и корпусом тепловой трубы в зоне конденсации представлены на рис. 9.

При течении паров аммиака через паровую полость перепад температур между паром на входе в конденсатор и корпусом тепловой трубы в зоне конденсации не зависит от расхода и оказывается равным 4.84 °С.

Заключение

На основании результатов расчета и сравнения с данными испытаний можно сделать вывод о соответствии теплопередающего элемента заданной конструкции требуемым характеристикам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Никонов А. А., Горбенко Г. А., Блинков В. Н.** Теплообменные контуры с двухфазным теплоносителем для систем терморегулирования космических аппаратов. М.: Центр НТИ Поиск. Сер.: Ракетно-космическая техника, 1991. 302 с.
2. **Малясов А. А., Зверев В. А.** Системы терморегулирования с двухфазным контуром для перспективных космических станций // Электронный журнал «Мо-
3. **Басов А. А., Лексин М. А., Прохоров Ю. М.** Двухфазный контур системы обеспечения теплового режима научно-энергетического модуля. Численное моделирование гидравлических характеристик // Космическая техника и технологии. 2017. № 2 (17). С. 80–89.
4. **Prokhorov Y.M., Sementsov A.N., Gorbenko G.A., Ganja E.P., Malukhin C.A., Prokhopenko A.A.** Condensation and capillary transport of liquid on the profiled surfaces // Proc. of the International Symposium of the Physics of Heat Transfer in Boiling and Condensation and 11th International School-Seminar of Young Scientists and Specialists. May 21–24, 1997, Moscow, Russia. P. 551–556.
5. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. 672 с.
6. **Кутателадзе С. С., Боришанский В. М.** Справочник по теплопередаче. М., Л.: Государственное энергетическое издательство, 1959. 414 с.

Radiating heat exchanger of two-phase loop of spacecraft thermal mode supporting system. Numerical modeling of heat transfer element

A. A. Basov, M. A. Leksin, Y.M Prokhorov

*S. P. Korolev Rocket and Space Corporation «Energia», Korolev
e-mail: LexinMA@mail.ru*

The article presents a short description, and logic of operation of two-phase loop of thermal mode supporting system of a prospective manned spacecraft. Considered is the structural layout of radiation heat exchanger meant for heat rejection while operation of the equipment, installed on a spacecraft, and a crew activities, into surrounding space by radiant interchange. The description of heat transfer elements structure, included in the heat exchanger structure and necessary for heat input of the heat carrier from the two-phase loop over the radiating heat exchanger surface is also presented. The structure of heat transfer element consists of a thermal tube of omega-profile, filled with ammonia, and heat exchanger-condenser mounted on its surface with guaranteed provision of full thermal contact. The heat exchanger-condenser, in its turn, consists of two flow-through cavities, one of which is intended for pumping and cooling the coolant of the liquid ring the two-phase loop of a spacecraft thermal mode support system, and the other is for pumping and condensation of its vapors. The article offers the technique for determining thermal and hydraulic characteristics of the heat exchange element, developed with ANSYS software. Velocity and temperature fields computing in the flow-through cavities of the heat exchanger-condenser of the heat transfer element was performed. The dependence of hydraulic resistance of liquid and vapor cavities of heat exchanger-condenser on the coolant flow rate, as well as temperature drop between the coolant temperature at the heat transfer flow-through cavities inlet and temperature limit of the condensation zone of the thermal tube were obtained. The article presents also the description of the experimental installations and methodologies employed while heat transfer elements testing in conditions of single-phase and two-phase modes of the two-phase loop operation. Comparison of computational results obtained by the proposed technique with the results of the heat transfer element testing, which allowed draw inference on correspondence of heat transfer element of the proposed structure to its specified thermal and hydraulic characteristics.

Keywords: spacecraft, thermal supporting system, two-phase loop, radiator, heat-exchange element, numerical simulation.

REFERENCES

1. **Nikonov A. A., Gorbenko G. A., Blinkov V.N.** *Teploobmennyye kontury s dvukhfaznym teplonositelem dlya sistem termoregulirovaniya kosmicheskikh apparatov* [Heat exchanging circuits with a two-phase coolant for spacecraft thermal control systems]. Moscow: Tsentr NTI Poisk. Ser.: Raketno-kosmicheskay tekhnika, 1991. 302 p. In Russ.
2. **Malyasov A. A., Zverev V. A.** *Sistemy termoregulirovaniya s dvukhfaznym konturom dlya perspektivnykh kosmi-*

- cheskikh stantsij [Thermal control systems with a two-phase loop for prospective space stations]. *Elektronnyj zhurnal «Molodezhnyj nauchno-tekhnicheskij vestnik»* [Electronic journal «Youth scientific and technical bulletin»]. 2013, no. 9. In Russ. <http://sntbul.bmstu.ru/doc/619160.html>
3. **Basov A.A., Leksin M.A., Prokhorov Yu.M.** Dvukhfaznyj kontur sistemy obespecheniya teplovogo rezhima nauchno-energeticheskogo modulya. Chislennoe modelirovanie gidravlicheskih kharakteristik [A two-phase loop of thermal control system of science-power module. Numerical simulation of hydraulic characteristics]. *Space Engineering and Technology*, 2017, no. 2 (17), pp. 80–89. In Russ.
 4. **Prokhorov Y.M., Sementsov A.N., Gorbenko G.A., Ganja E.P., Malukhin C.A., Prokhopenko A.A.** Condensation and capillary transport of liquid on the profiled surfaces. *Proc. of the International Symposium of the Physics of Heat Transfer in Boiling and Condensation and 11th International School-Seminar of Young Scientists and Specialists*. Moscow, Russia, 1997, pp. 551–556.
 5. **Idelchik I.E.** *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook of hydraulic resistance]. Moskva, Mashinostroenie, 1975. 672 p. In Russ.
 6. **Kutateladze S.S., Borishanskij V.M.** *Spravochnik po teploperedache* [Handbook of heat transfer]. M., L.: Gosudarstvennoe ehnergeticheskoe izdatel'stvo, 1959. 414 p.

ИНФОРМАЦИЯ ДЛЯ ЧИТАТЕЛЕЙ

XXVII Международная научно-техническая конференция «Современные технологии в задачах управления, автоматизации и обработки информации»

С 14 по 20 сентября 2018 г. в Оздоровительно-учебном центре МАИ «Алушта» (Республика Крым, Россия) состоится XXVII Международная научно-техническая конференция «Современные технологии в задачах управления, автоматизации и обработки информации», посвященная широкому кругу вопросов современных технологий управления и обработки информации с привлечением большого числа специалистов, и, в первую очередь, молодых ученых и аспирантов.

Оргкомитет конференции приглашает ученых, инженеров, аспирантов и студентов рассмотреть ряд современных проблем построения информационных и управляющих систем, в том числе применение искусственного интеллекта для технических задач, новые информационные технологии, средства автоматизации и телекоммуникаций, новые технологии в энергетике.

Работа конференции будет проходить по секциям.

1. Интеллектуальные системы управления и принятия решений.
2. Информационные технологии при построении средств обработки информации, экспертных систем и интеллектуальной поддержки в области административного управления и экономики.
3. Современные технологии при построении средств автоматизации.
4. Нейронные сети и устройства нечеткой логики.
5. Интеллектуальные системы обучения и самообучения.
6. Современные технологии в задачах разработки двигательных установок и автоматизированного привода.
7. Современные технологии в проектировании авиакосмических систем.
8. Информационные технологии в измерительных и вычислительных системах и сетях.
9. Новые технологии в интегрированных системах разноформатной и распределенной информации.
10. Информационные технологии в прикладной и гуманитарной сфере.

Координатором Конференции в 2018 году выступает Тамбовский Государственный технический университет (ТГТУ). Координатор совместно с Оргкомитетом готовит к открытию конференции сборник научных трудов, который будет включен в РИНЦ. По результатам выступлений на конференции лучшие доклады будут рекомендованы к публикации в электронном журнале «Труды МАИ», «Вестнике Московского авиационного института», «Тепловых процессах в технике», «Вестнике ТГТУ» и других журналах, входящих в Перечень ВАК.

Организаторы конференции:

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет); Московский технологический университет «МИРЭА»; Национальный исследовательский университет «МЭИ»; Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ»; Московский государственный университет; Самарский государственный аэрокосмический университет (национальный исследовательский университет); Санкт-Петербургский государственный университет аэрокосмического приборостроения; Тульский государственный университет; Пензенский государственный университет; Орловский государственный университет им. И. С. Тургенева; Воронежский государственный университет

E-mail: vvalex1961@mail.ru

URL: <https://mai.ru/press/events/detail.php?ID=91776>