

УДК 62-522.2

doi: 10.18698/0536-1044-2023-3-110-119

Способы регулирования температуры приборного оборудования с помощью контурной тепловой трубы

Н.О. Борщев

Астрокосмический центр ФГБУН «Физический институт им. П.Н. Лебедева Российской академии наук»

Methods for Controlling Temperature of the Instrumentation Equipment Using the Contour Heat Pipe

N.O. Borshchev

Lebedev Physical Institute of Russian Academy of Sciences

Рассмотрены два способа поддержания температуры приборного оборудования: с помощью тепловых труб, оснащенных термоэлектрической холодильной плитой на компенсационной полости, и клапана-регулятора, установленного на выходе из радиатора-испарителя. Так как температуру контурной тепловой трубы в основном регулирует температура компенсационной полости, расположенной за испарителем, поддержание высокоточного температурного режима этого устройства является актуальной задачей для всего теплового режима космического аппарата. В первом способе в зависимости от полярности устройства плиты идет нагрев или охлаждение радиатора-испарителя. Во втором способе температуру компенсационной камеры можно изменять с помощью пара, подаваемого в компенсационную полость регулятором, установленным на выходе из испарителя. Регулирование температуры с помощью клапана связано с тем, что внутрь сильфона поступает пар рабочего тела под давлением, которое зависит от температуры в испарителе. Разность давлений пара и газа заставляет сильфон сжиматься и расширяться, при этом связанный с ним клапан частично перекрывает отверстия корпуса, через которые пар поступает в конденсатор и компенсационную полость. Приведено подробное описание работы этих устройств, составлены тепловые гидравлические модели контурных тепловых труб, оснащенные этими устройствами.

Ключевые слова: контурная тепловая труба, компенсационная полость, системы терморегулирования

The paper considers two ways of maintaining temperature of the instrumentation equipment: using the heat pipes equipped with thermoelectric cooling plate on the compensation cavity and the control valve installed at the outlet of the evaporating radiator. Since the temperature of the contour heat pipe is mainly controlled by the temperature of the compensation cavity positioned behind the evaporator, maintaining the high-precision temperature mode of this device is an urgent task for the entire spacecraft thermal regime. In the first method, the evaporating radiator is heated or cooled depending on the plate device polarity. In the second, the compensation chamber temperature could be changed using the steam supplied to the compensation cavity by a regulator installed at the outlet of the evaporator. Temperature control using a valve is due to the fact that the steam of the working fluid enters the bellows under pressure, which depends on the temperature in the evaporator. Pres-

sure difference between steam and gas causes the bellows to contract and expand, while the valve associated with it partially closes the openings in the housing, through which the steam enters the condenser and the compensation cavity. Detailed description of these devices operation is provided, and thermal hydraulic models of the contour heat pipes equipped with these two devices are compiled.

Keywords: contour heat pipe, compensation cavity, thermal control systems

Рост тепловыделения в космическом аппарате с одновременным увеличением его размеров поставил задачу разработки систем терморегулирования, использующих двухфазный кипящий теплоноситель (ТН). В таких ТН теплота аккумулирована в виде скрытой теплоты парообразования, что позволяет переносить значительно большее количество теплоты на единицу массового расхода ТН, чем при применении однофазных ТН. Кроме того, использование теплообмена при кипении позволяет поддерживать температуру объектов практически во всем контуре близкой к температуре кипения выбранного ТН.

Все процессы теплопередачи, протекающие при изменении агрегатного состояния вещества, происходят значительно интенсивнее, чем при обычном конвективном теплообмене, поэтому масса теплообменных аппаратов, арматуры и регулирующих органов двухфазного контура (ДФК) будет значительно меньше, чем в контуре с однофазным ТН. Существенного снижения массы системы также можно достигнуть меньшим расходом ТН, неполной заправ-

кой контура и небольшими диаметрами трубопроводов. Дополнительные достоинства ДФК обусловлены меньшей потребляемой мощностью на прокачку ТН и возможностью его авторегулирования [1–6].

Созданию систем терморегулирования на основе LAR должна предшествовать разработка математической модели ДФК. С ее помощью можно проанализировать работу ДФК, выполнить расчеты гидродинамических и тепломассообменных процессов, а также решить вопросы, связанные с регулированием, переменными и нестационарными режимами работы, анализом аварийных и нештатных ситуаций.

Цель работы — исследование способов регулирования температуры приборного оборудования с помощью контурной тепловой трубы (КТТ) в обеспечении уточненного теплового режима космического аппарата.

Расчетная тепловая физико-математическая модель КТТ с компенсационной полостью (КП). Расчетная схема контура с капиллярным насосом приведена на рис. 1.

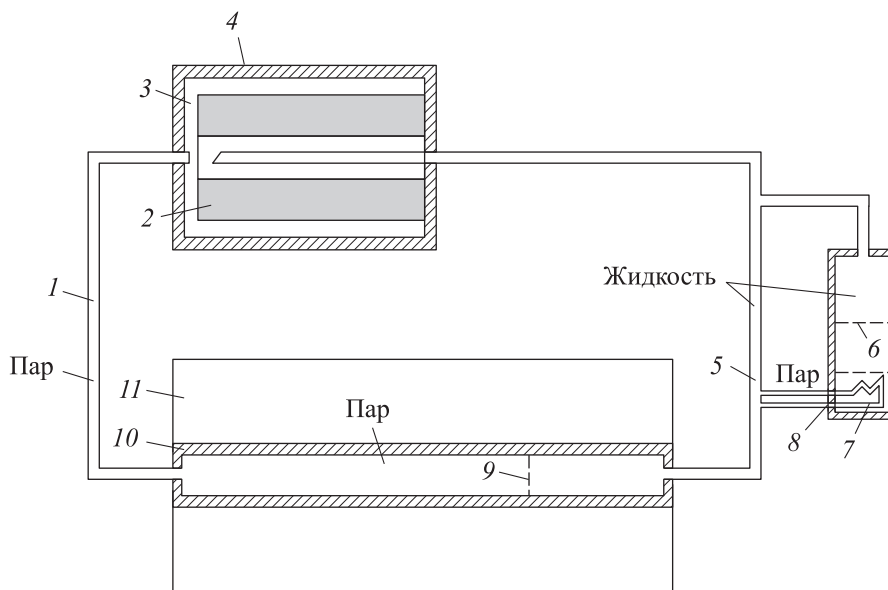


Рис. 1. Расчетная схема контура с капиллярным насосом:

- 1 — паропровод; 2 — фитиль; 3 — пароотводной канал; 4 — испаритель; 5 — конденсатопровод;
- 6, 9 — граница раздела пар — жидкость; 7 — теплообменный аппарат резервуара; 8 — резервуар;
- 10 — конденсатор; 11 — радиатор

Температуры всех элементов, содержащих насыщенный пар, будут характеризоваться температурой парожидкостной смеси в резервуаре.

Изменения температуры корпуса резервуара T_r , К, и температуры и парожидкостной смеси в резервуаре T_{fr} , К, описываются уравнениями

$$(mc)_r \frac{dT_r}{d\tau} = Q_{hr} - Q_{rf} - Q_{re}; \quad (1)$$

$$(mc)_{fr} \frac{dT_{fr}}{d\tau} = Q_{rf} - Q_{sub}, \quad (2)$$

где $(mc)_r$ и $(mc)_{fr}$ — массовая теплоемкость корпуса резервуара и его ТН, Дж/К; τ — время; Q_{hr} — тепловой поток, подводимый электронагревателями, Вт; Q_{rf} — количество теплоты, поступающее в жидкость резервуара от корпуса, Вт; Q_{re} — тепловой поток, поступающий от КП во внешнюю среду, Вт; Q_{sub} — количество теплоты, уходящее в теплообменный аппарат резервуара, Вт.

В уравнениях (1) и (2):

$$Q_{rf} = (kF)_{rf} (T_r - T_{fr});$$

$$Q_{re} = (kF)_{re} (T_r - T_{amb});$$

$$Q_{sub} = (T_{fr} - T_L) G_r c_p \left(1 - e^{-\frac{(kF)_r}{Gr c_p}} \right).$$

Здесь $(kF)_{rf}$ — общий коэффициент передачи теплоты от резервуара в ТН, находящийся в нем, Вт/К; $(kF)_{re}$ — общий коэффициент передачи теплоты от резервуара во внешнюю среду, Вт/К; T_{amb} и T_L — температура внешней среды и парожидкостной смеси, К; G_r — расход переохлажденной жидкости через теплообменный аппарат резервуара, кг/с; c_p — теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг·К); $(kF)_r$ — общий коэффициент передачи теплоты от ТН в резервуаре к переохлажденной жидкости в теплообменном аппарате резервуара, Вт/К.

Регулируя температуру ТН в резервуаре, можно обеспечить заданную температуру элементов контура с капиллярным насосом, в том числе испарителя и связанного с ним приборного оборудования. Регулирование температуры испарителя в КТТ происходит другим более сложным путем [7–14].

Зависимости температуры испарителя КТТ T_{ev} от времени τ при тепловой нагрузке Q_h , изменяемой в диапазоне 10...600 Вт, и теплопроводности фитиля $\lambda = 1$ и 5 Вт/(м·К) приведены

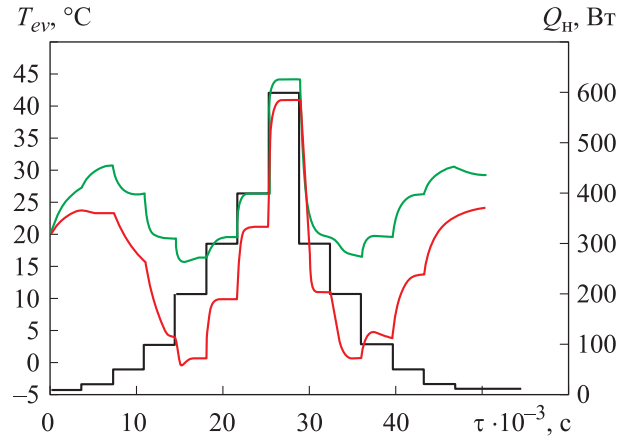


Рис. 2. Зависимости температуры испарителя КТТ T_{ev} от времени τ при солнечном тепловом потоке $E_c = 547$ Вт/м², разной тепловой нагрузке Q_h (—) и теплопроводности фитиля $\lambda = 1$ (—) и 5 Вт/(м·К) (—)

на рис. 2. Теплота от конденсатора отводится радиатором, на который падает солнечный тепловой поток $E_c = 547$ Вт/м². Температура внешней среды $T_{amb} = 26$ °C, коэффициент теплоотдачи от корпуса КТТ к внешней среде $\alpha_{вн} = 5$ Вт/(м²·К).

Как видно из рис. 2, при теплопроводности фитиля из титанового порошка $\lambda = 1$ Вт/(м·К) варьирование тепловой нагрузки в пределах 10...600 Вт приводит к изменению температуры испарителя КТТ в диапазоне -1...+41 °C, а при теплопроводности фитиля из никелевого порошка $\lambda = 5$ Вт/(м·К) — в интервале 16...44 °C.

В первом случае (согласно расчетам) КТТ работает в режиме авторегулирования в диапазоне тепловой нагрузки $Q_h = 10...300$ Вт вблизи температуры 10 °C, а во втором — во всем диапазоне тепловой нагрузки (кроме $Q_h = 600$ Вт) вблизи температуры 20 °C. При тепловой нагрузке $Q_h = 600$ Вт температура испарителя становится выше 40 °C, так как радиатор может сбросить эту нагрузку только при температуре 35 °C и более.

Регулирование температуры испарителя КТТ с помощью термоэлектрического холодильного модуля (ТЭХМ). При теплопроводности фитиля $\lambda = 5$ Вт/(м·К) и увеличении тепловой нагрузки на испаритель с 10 до 500 Вт его температура возрастает с 16 до 35 °C (рис. 3), т. е. работая в режиме авторегулирования, можно поддерживать температуру посадочных мест аппаратуры в допустимых пределах, составляющую, как правило, 0...40 °C.

Для более точного регулирования температуры следует использовать ТЭМХ. Его устанавливают на испарителе КТТ, холодный спай ТЭМХ прикрепляют к КП. Полезная мощность ТЭМХ составляет не более 10 Вт.

При работе ТЭМХ в прямой полярности испаритель нагревается, КП охлаждается, двухфазная смесь в КП конденсируется, а на внешней поверхности фитиля образуется мениск жидкости. По мере образования мениска происходит пуск КТТ. При включении ТЭМХ в обратной полярности температура КП становится выше, чем у испарителя, и КТТ отключается.

Этот принцип включения/отключения КТТ с помощью ТЭМХ используют для регулирования температуры испарителя (так называемый двухпозиционный принцип регулирования). Здесь ТЭМХ выступает в качестве резервного органа регулирования при отказе клапана-регулятора, который осуществляет более точное поддержание температуры испарителя и приборов [13–16].

Задают следующие условия регулирования температуры испарителя T_{ev} :

- при $T_{ev} > 21^\circ\text{C}$ тепловая нагрузка на испаритель

$$Q_{heat} = -10 \text{ Вт};$$

- при $T_{ev} < 19^\circ\text{C}$

$$Q_{heat} = 10 \text{ Вт};$$

- при $19^\circ\text{C} < T_{ev} < 21^\circ\text{C}$

$$Q_{heat} = 0.$$

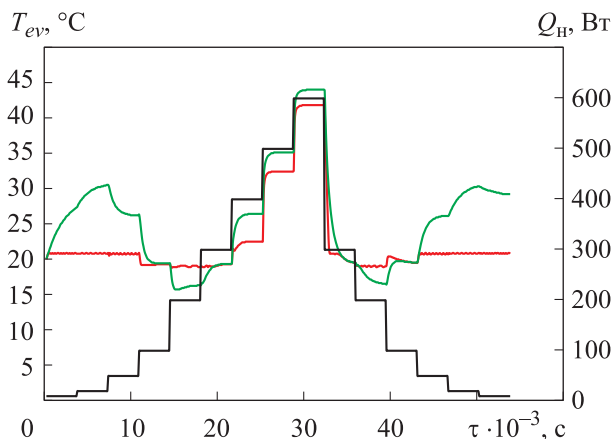


Рис. 3. Зависимости температуры испарителя КТТ T_{ev} в режимах авторегулирования (—) и регулирования с помощью ТЭМХ (—) от времени τ при теплопроводности фитиля $\lambda = 5 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, солнечном излучении $E_c = 547 \text{ Вт}/\text{м}^2$ и разной тепловой нагрузке Q_n (—)

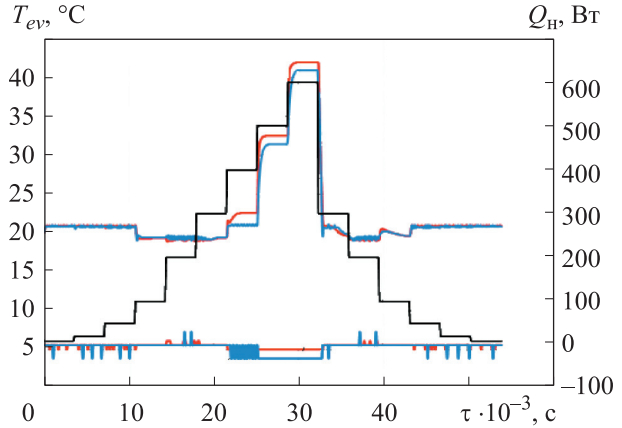


Рис. 4. Зависимости температуры испарителя КТТ T_{ev} от времени τ при ее регулировании с помощью ТЭМХ мощностью $P = \pm 10$ (—) и ± 30 Вт (—) для разной тепловой нагрузки Q_n (—)

Зависимости температуры испарителя КТТ T_{ev} от времени τ , рассчитанные по изложенной методике, при теплопроводности фитиля $\lambda = 5 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, солнечном излучении $E_c = 547 \text{ Вт}/\text{м}^2$ и разной тепловой нагрузке Q_n приведены на рис. 3. Там же показана аналогичная зависимость для режима авторегулирования температуры испарителя.

Как видно из рис. 3, при тепловой нагрузке $Q_n = 10 \dots 400 \text{ Вт}$ ТЭМХ способен поддерживать температуру испарителя $T_{ev} = 20 \pm 1^\circ\text{C}$. При тепловой нагрузке $Q_n > 400 \text{ Вт}$ конденсатор полностью заполняется паром, и тепловой сброс с площади радиатора ($2,3 \text{ м}^2$) должен происходить при более высокой температуре ($T_{рад} = 35^\circ\text{C}$).

Зависимости температуры испарителя КТТ T_{ev} от времени τ при ее регулировании с помощью ТЭМХ мощностью (на холодном спае) $P = \pm 10$ и $\pm 30 \text{ Вт}$ показаны на рис. 4. Видно, что характер кривых температуры T_{ev} практически не зависит от значения мощности ТЭМХ, изменяется только частота включения ТЭМХ.

Регулирование температуры испарителя КТТ с помощью клапана-регулятора. Температуру КП также можно изменять с помощью пара, подаваемого в нее регулятором, установленным на выходе из испарителя. Регулятор состоит из корпуса, сильфона с плунжером и клапана с двумя отверстиями. Корпус регулятора имеет два отверстия, к которым приварены трубопроводы конденсатора и байпасной линии, ведущей в КП. Корпус регулятора заправлен газом (аргоном) под давлением, которое действу-

ет на внешнюю поверхность сильфона, обеспечивая заданную уставку температуры.

Внутри сильфона поступает пар рабочего тела под давлением, которое зависит от температуры в испарителе. Разность давлений пара и газа заставляет сильфон сжиматься и расширяться, при этом связанный с ним клапан частично перекрывает отверстия корпуса, через которые пар поступает в конденсатор и КП. Расчетная схема КТТ с клапаном-регулятором показана на рис. 5.

В соответствии со схемой, приведенной на рис. 5, уравнение для расчета температуры пара и жидкости в КП T_f , К, имеет вид

$$(mc)_f \frac{dT_f}{dt} = Q_{wf} + Q_{cf} - Q_{sub} + Q_{by}.$$

Здесь $(mc)_f$ — массовая теплоемкость парожидкостной смеси, Дж/К; Q_{wf} — тепловой поток через капиллярно-пористую структуру, Вт; Q_{cf} — тепловой поток от корпуса КП, Вт; Q_{by} — тепловой поток, поступающий с паром в КП по байпасной линии, Вт,

$$Q_{by} = h_{ev} G_{by},$$

где h_{ev} — теплота испарения аммиака, Дж/К; G_{by} — расход пара через байпасную линию, кг/с.

Расходы пара через байпасную линию G_{by} и паропровод (конденсатор) G_{con} , кг/с, зависят от положения клапана в регуляторе. Общий расход пара через регулятор

$$G = Q_{hp} / h_{ev};$$

$$G = G_{by} + G_{con},$$

где Q_{hp} — количество теплоты, поступающее с паром в пароотводные каналы, Вт.

При работе тепловыделяющего оборудования непрерывно изменяется тепловая нагрузка на испаритель КТТ, общий расход пара в пароотводящих каналах и расходы ТН через конденсатор и байпасную линию. Эти расходы зависят от давления газа в корпусе регулятора, давления пара в испарителе, жесткости сильфона и соотношения площадей отверстий клапана.

Расходы пара G_{con} и G_{by} определяют следующим образом. Рассчитывают коэффициенты гидравлического сопротивления отдельных участков линии конденсатора: паропровода ζ_v , конденсатора ζ_c и конденсатопровода ζ_l , а также сопротивление байпасной линии ζ_b по справочнику [5]. Эти коэффициенты приводят к какому-либо одному проходному сечению, например, клапана F_{val} диаметром D_{val} , и к плотности пара в клапане ρ_v :

$$\zeta_v^{np} = \zeta_v \left(\frac{F_{val}}{F_{vap}} \right)^2;$$

$$\zeta_c^{np} = \zeta_c \left(\frac{F_{val}}{F_{con}} \right)^2;$$

$$\zeta_l^{np} = \zeta_l \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \left(\frac{F_{val}}{F_{liq}} \right)^2;$$

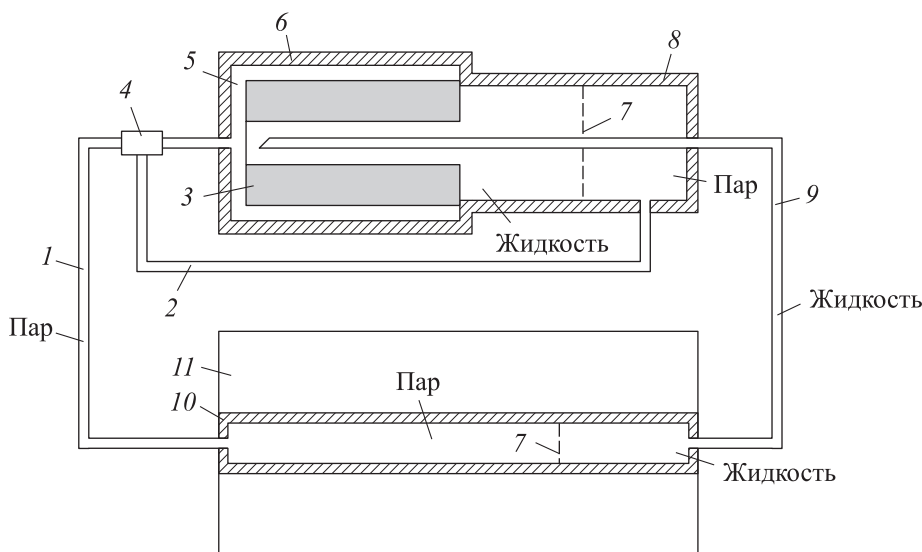


Рис. 5. Расчетная схема КТТ с клапаном-регулятором:

1 — паропровод; 2 — байпасная линия; 3 — фитиль; 4 — клапан-регулятор; 5 — пароотводной канал; 6 — испаритель; 7 — граница раздела пар — жидкость; 8 — КП; 9 — конденсатопровод; 10 — конденсатор; 11 — радиатор

$$\zeta_{by1}^{np} = \zeta_b \left(\frac{F_{val}}{F_{by}} \right)^2,$$

где F_{vap} , F_{con} , F_{liq} и F_{by} — площадь проходного сечения паропровода, конденсатора, конденсатопровода и байпасной линии соответственно, м²; ρ_l — плотность жидкости в конденсатопроводе, кг/м³.

В этих уравнениях принято, что плотности пара в клапане, конденсаторе и байпасной линии примерно одинаковые.

Приведенные коэффициенты гидравлического сопротивления всех участков линии конденсатора суммируют:

$$\zeta_{con1}^{np} = \zeta_v^{np} + \zeta_c^{np} + \zeta_l^{np}.$$

Переменные во времени гидравлические сопротивления щелевых отверстий (щелей) клапана со стороны подвода линии конденсатора и байпасной линии определяют по выражениям

$$\zeta_{con2} = \left(1 + 0,707 \sqrt{1 - \frac{F_{con0}}{F_{con2}} - \frac{F_{con0}}{F_{con2}}} \right)^2 \left(\frac{F_{con2}}{F_{con0}} \right)^2;$$

$$\zeta_{by2} = \left(1 + 0,707 \sqrt{1 - \frac{F_{by0}}{F_{by2}} - \frac{F_{by0}}{F_{by2}}} \right)^2 \left(\frac{F_{by2}}{F_{by0}} \right)^2,$$

где F_{con0} и F_{by0} — переменная во времени площадь щелей в клапане со стороны конденсатора и байпасной линии, м²; F_{con2} и F_{by2} — площадь отверстий в клапане, к которым подведена линия конденсатора и байпасная линия, м².

Площади щелей изменяются при перемещении клапана. Из уравнения деформации сильфона регулятора, связанного с клапаном,

$$K \Delta X = \Delta p S$$

находят перемещение клапана

$$\Delta X = \frac{[p(T_{ev}) - p_{gas}] S}{K},$$

где K — жесткость сильфона; Δp — перепад давления на сильфоне, Па; S — площадь торцевой поверхности сильфона, м²; $p(T_{ev})$ — давление пара в испарителе, действующее на сильфон изнутри, Па; p_{gas} — давление газа, направленного в корпус регулятора, действующее на сильфон снаружи, Па.

Жесткость сильфона определяют из предположения, что при давлении пара, равном давлению направленного газа, клапан находится в одном крайнем положении, а при давлении пара, соответствующем максимальной допустимой

температуре ТН T_{max} , — в другом крайнем положении, т. е.

$$K = \frac{[p(T_{max}) - p_{gas}] S}{\Delta X_{max}},$$

где ΔX_{max} — максимальное перемещение (полная длина хода) клапана, м.

Тогда площади щелей квадратного сечения со стороны конденсатора и байпасной линии при перемещении клапана имеют вид

$$F_{con0} = (A_{con} + \Delta X - L_{bc}) B_{con};$$

$$F_{by0} = (A_{by} - \Delta X) B_{by},$$

где A_{con} , A_{by} и B_{con} , B_{by} — высоты и ширина щелей квадратного сечения со стороны конденсатора и байпасной линии соответственно, м; L_{bc} — расстояние между осями отверстий в клапане со стороны конденсатора и байпасной линии, м.

Гидравлические сопротивления щелей клапана также приводят к проходному сечению клапана F_{val} следующим образом:

$$\zeta_{con2}^{np} = \zeta_{con2} \left(\frac{F_{val}}{F_{con2}} \right)^2;$$

$$\zeta_{by2}^{np} = \zeta_{by2} \left(\frac{F_{val}}{F_{by2}} \right)^2.$$

С учетом перемещения клапана определяют суммарные приведенные гидравлические сопротивления конденсатора и байпасной линии:

$$\zeta_{con}^{np} = \zeta_{con1}^{np} + \zeta_{con2}^{np};$$

$$\zeta_{by}^{np} = \zeta_{by1}^{np} + \zeta_{by2}^{np}.$$

Расходы ТН через конденсатор и байпасную линию рассчитывают в предположении, что перепады давления ТН на конденсаторе Δp_{con} и в байпасной линии Δp_{by} должны быть равны (так как они параллельны), т. е.

$$\Delta p_{con} = \Delta p_{by},$$

а общий расход пара через клапан G разделяется соответственно на расход G_{con} и G_{by} .

Из этих уравнений получают

$$\zeta_{con}^{np} \frac{G_{con}^2}{\rho_v F_{val}^2} = \zeta_{by}^{np} \frac{G_{by}^2}{\rho_v F_{val}^2};$$

$$(\zeta_{con}^{np} - \zeta_{by}^{np}) G_{con}^2 + 2 \zeta_{by}^{np} G G_{con} - \zeta_{by}^{np} G^2 = 0.$$

Отсюда

$$G_{con} = \frac{-\zeta_{by}^{np} + \sqrt{\zeta_{con}^{np} \zeta_{by}^{np}}}{\zeta_{con}^{np} - \zeta_{by}^{np}} G$$

или

$$G_{con} = \frac{1 - \sqrt{\frac{\zeta_{con}^{np}}{\zeta_{by}^{np}}}}{1 - \frac{\zeta_{con}^{np}}{\zeta_{by}^{np}}} G.$$

С учетом того, что

$$G_{by} = G - G_{con},$$

тепловые потоки, поступившие с паром в конденсатор и КП, определяют по выражениям

$$Q_{con} = G_{con} h_{ev};$$

$$Q_{by} = G_{by} h_{ev}.$$

Предложенная математическая модель КТТ с клапаном-регулятором дает возможность изучать характеристики регулятора, выбирать геометрические параметры клапана, давления инертного газа и рассматривать сиффоны различной конструкции.

Зависимости температуры испарителя КТТ T_e от времени τ при отсутствии и наличии клапана-регулятора с давлением инертного газа в корпусе регулятора $p_{ин.г} = 6$ и 8 кПа для разной тепловой нагрузки Q_n приведены на рис. 6. Конденсатор охлаждается радиатором, на который падает постоянный солнечный поток $E_c = 547$ Вт/м². Внутренняя нагрузка на испаритель изменяется в диапазоне $10 \dots 600$ Вт. Теплопроводность фитиля $\lambda = 1$ Вт/(м·К), жесткость сиффона $K = 0,7 \cdot 10^5$ Н/м.

Как видно из рис. 6, при отсутствии клапана-регулятора с возрастанием тепловой нагрузки от 10 до 400 Вт температура испарителя увеличивается с -1 до 22 °С (режим авторегулирования). При наличии клапана-регулятора и давлении инертного газа $p_{ин.г} = 8$ кПа температура испарителя будет меняться в пределах $25 \dots 27$ °С. При нагрузке $Q_n = 500$ Вт и более температура испарителя в обоих случаях будет достигать 42 °С, так как радиатор рассчитан на сброс 600 Вт теплоты при температуре 35 °С.

Зависимости тепловых потоков, поступающих в КП через фитиль Q_{Φ} , от корпуса Q_{rf} и байпасной линии с паром Q_{by} , количества теплоты $Q_{п}$, затраченной на подогрев переохлажденного конденсата, и суммарного теплового потока Q , от времени τ показаны на рис. 7. Видно, что количество тепла, приносимое паром, увеличивается по мере роста тепловой нагрузки, так как оно должно компенсировать

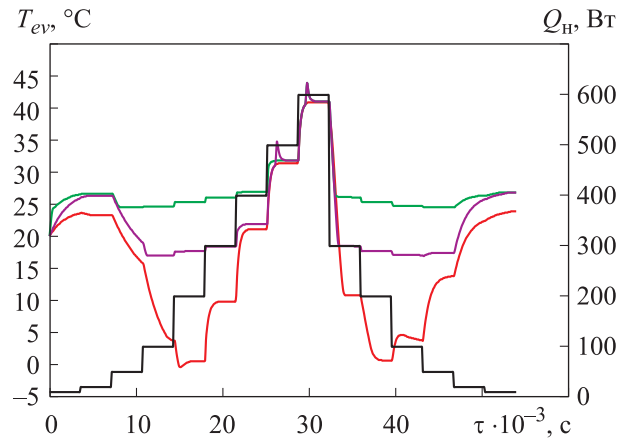


Рис. 6. Зависимости температуры испарителя КТТ T_{ev} от времени τ при отсутствии (—) и наличии клапана-регулятора с давлением инертного газа $p_{ин.г} = 6$ (—) и 8 кПа (—) для разной тепловой нагрузки Q_n (—)

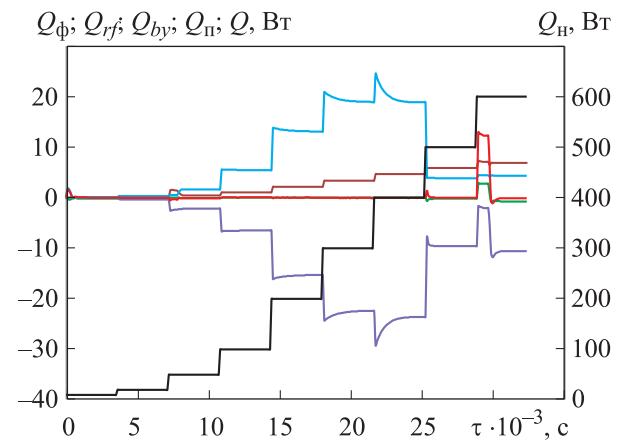


Рис. 7. Зависимости тепловых потоков, поступающих в КП через фитиль Q_{Φ} (—), от корпуса Q_{rf} (—) и байпасной линии с паром Q_{by} (—), количества теплоты $Q_{п}$ (—), затраченной на подогрев переохлажденного конденсата, и суммарного теплового потока Q (—) от времени τ при разной тепловой нагрузке Q_n (—)

количество теплоты, затраченное на подогрев переохлажденной жидкости, поступающей из конденсатора.

Следует отметить, что при предельной тепловой нагрузке ($Q_n = 500$ Вт и более) пар полностью заполняет конденсатор, зона переохлаждения уменьшается до нуля (пар может войти в конденсаторопровод), и температура элементов контура определяется уже не температурой парожидкостной смеси в КП, а температурой радиатора, которая необходима для сброса предельных тепловых нагрузок.

Зависимости расходов ТН через конденсатор G_{con} и байпасную линию G_{by} для расчетного случая и общего расхода ТН G от времени τ

при разной тепловой нагрузке Q_n показаны на рис. 8. Видно, что через байпасную линию проходит незначительный расход пара (не более 6 % общего расхода). Этого расхода достаточно, чтобы компенсировать потери теплоты, необходимой для подогрева переохлажденной жидкости до температуры смеси в КП.

Зависимости перемещения клапана регулятора ΔX и размера щелей конденсатора L_{con} и байпасной линии L_{by} при разной тепловой нагрузке на испаритель КТТ от времени показаны на рис. 9.

Зависимости температуры испарителя КТТ при солнечном излучении на радиатор $E_c = 547 \text{ Вт/м}^2$ и при его отсутствии ($E_c = 0$) по мере изменения тепловой нагрузки Q_n на испаритель КТТ от времени τ приведены рис. 10. Видно, что в данных условиях КТТ способна под-

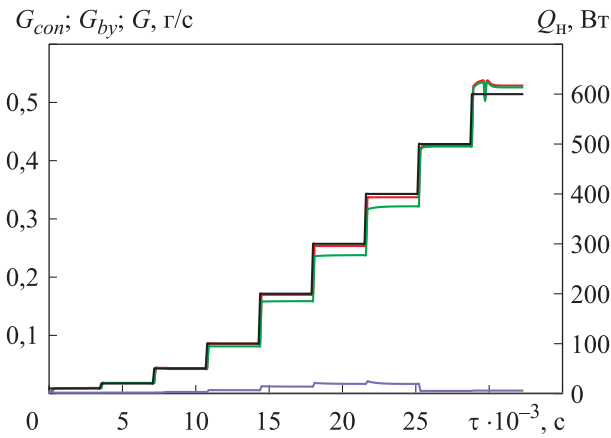


Рис. 8. Зависимости расходов ТН через конденсатор G_{con} (—), байпасную линию G_{by} (—) и общего расхода ТН G (—) от времени τ при разной тепловой нагрузке Q_n (—)

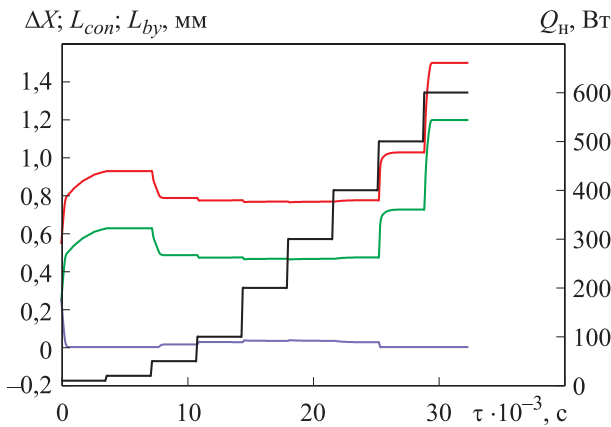


Рис. 9. Зависимости перемещения клапана регулятора ΔX (—) и размера щелей конденсатора L_{con} (—) и байпасной линии L_{by} (—) от времени τ при разной тепловой нагрузке Q_n (—)

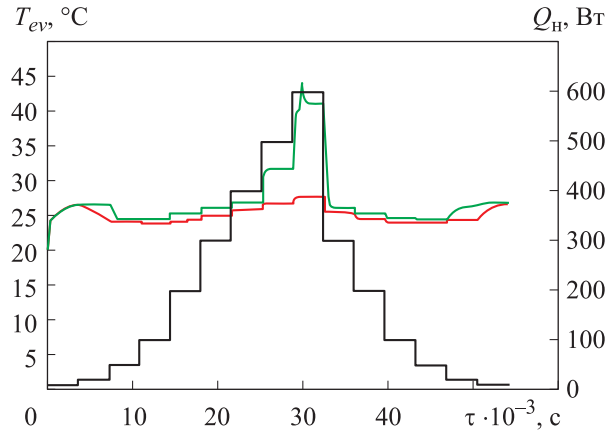


Рис. 10. Зависимости температуры испарителя КТТ T_{ev} от времени τ при разной тепловой нагрузке Q_n (—) и солнечном излучении на радиатор $E_c = 0$ (—) и 547 Вт/м^2 (—)

держивать заданную температуру при всех значениях тепловой нагрузки.

Следует отметить, что КТТ применяют в космической технике преимущественно как теплопровод с переменным термическим сопротивлением. Так как испаритель КТТ имеет, как правило, небольшую поверхность теплообмена, теплота к нему подводится аксиальными тепловыми трубами постоянной проводимости, проложенными в сотовых панелях и отбирающими теплоту от приборов и оборудования, установленных на этих панелях.

Конденсатор КТТ выполнен совместно с радиатором, который может быть вынесен за пределы приборного отсека и способен разворачиваться в рабочее положение после вывода космического аппарата на орбиту благодаря гибким трубкам паропровода и конденсаторопровода небольшого диаметра.

Выводы

1. Составлены математические модели и определены характеристики агрегатов двухфазных контуров системы терморегулирования с КТТ и капиллярным насосом и радиатором хладопроизводительностью 0,5 кВт.

2. Разработана программа расчета теплопередающей способности и теплового режима двухфазного контура системы терморегулирования с КТТ.

3. Показано, что использование КТТ с клапаном-регулятором позволяет поддерживать температуру испарителя КТТ и связанного с ней приборного оборудования в пределах $\pm 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ от заданной уставки.

Литература

- [1] Maidanik Y., Fershtater Y.G. Theoretical basis and classification of loop heat pipes and capillary pumped loops. *10th Int. Heat Pipe Conf.*, 1997, preprint X-7.
- [2] Kotlyarov E.Y., Serov G.P. Methods of increase of the evaporators reliability for loop heat pipes and capillary pumped loops. *SAE Tech. Pap.*, 1994, art. 941578, doi: <https://doi.org/10.4271/941578>
- [3] Вершинин С.В., Майданик Ю.Ф. Гибкие миниатюрные контурные тепловые трубы. *Тепловые процессы в технике*, 2012, № 12, с. 559–565.
- [4] Zalmanovich S., Goncharov K. Radiators with LHP. *Proc. HPSA*. Moscow, 2009.
- [5] Рид Р., Праустид Дж., Шервуд Т. *Свойства газов и жидкостей*. Ленинград, Химия, 1982. 592 с.
- [6] Копяткевич Р.М., Гуля В.М., Тулин Д.В. и др. Тепловое проектирование и пофрагментная наземная отработка системы обеспечения теплового режима космического аппарата негерметичного исполнения на базе сотопанелей с тепловыми трубами. *Космонавтика и ракетостроение*, 2010, № 3, с. 33–41.
- [7] Панин Ю.В., Антонов В.А., Балькин М.А. К вопросу проектирования и эксплуатации ТТ в составе СТР посадочных модулей межпланетных станций для исследования тел солнечной системы. *Вестник НПО им. С.А. Лавочкина*, 2021, № 4, с. 31–38, doi: <https://doi.org/10.26162/LS.2021.54.4.005>
- [8] Гакал П.Г., Рузайкин В.И., Турна Р.Ю. и др. Экспериментальный стенд для исследования теплогидравлических процессов в системе терморегулирования телекоммуникационного спутника. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2011, № 5, с. 21–30.
- [9] Идельчик И.Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. Москва, Машиностроение, 1992. 671 с.
- [10] Никонов А.А., Горбенко Г.А., Блинков В.Н. *Теплообменные контуры с двухфазным теплоносителем для систем терморегулирования космических аппаратов*. Москва, ЦНТИ Поиск, 1991. 302 с.
- [11] Белов А.Е., Великанов А.А., Ильмов Д.Н. и др. Расчетно-экспериментальное исследование работы контурной тепловой трубы в стационарном режиме. *Теплоэнергетика*, 2022, № 3, с. 50–62, doi: <https://doi.org/10.1134/S004036362203002X>
- [12] Афанасьев В.Н., Недайвозов А.В. Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик контурной тепловой трубы с открытой компенсационной полостью. *Наука и образование: научное издание*, 2016, № 11. URL: <http://engineering-science.ru/doc/849572.html>
- [13] Майданик Ю.Ф., Пастухов В.Г., Иванов А.В. Исследование работы контурной тепловой трубы с несколькими источниками тепла различной мощности. *Решетневские чтения*, 2017, т. 1, с. 145–146.
- [14] Майданик Ю.Ф., Вершинин С.В., Пастухов В.Г. Охлаждающая панель с контурными тепловыми трубами для неравномерно распределенных источников тепла. *Решетневские чтения*, 2015, т. 1, с. 206–208.
- [15] Майданик Ю.Ф., Пастухов В.Г., Вершинин С.В. Разработка и применение миниатюрных контурных тепловых труб. *Решетневские чтения*, 2014, т. 1, с. 90–91.
- [16] Ван Юй., Денисов О.В., Денисова Л.В. Моделирование процесса охлаждения в наноспутнике с помощью контурных тепловых труб. *Вестник РУДН. Сер. Инженерные исследования*, 2019, т. 20, № 3, с. 211–219, doi: <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2019-20-3-211-219>

References

- [1] Maidanik Y., Fershtater Y.G. Theoretical basis and classification of loop heat pipes and capillary pumped loops. *10th Int. Heat Pipe Conf.*, 1997, preprint X-7.
- [2] Kotlyarov E.Y., Serov G.P. Methods of increase of the evaporators reliability for loop heat pipes and capillary pumped loops. *SAE Tech. Pap.*, 1994, art. 941578, doi: <https://doi.org/10.4271/941578>
- [3] Vershinin S.V., Maydanik Yu.F. Flexible miniature loop heat pipes. *Teplovye protsessy v tekhnike*, 2012, no. 12, pp. 559–565. (In Russ.).

- [4] Zalmanovich S., Goncharov K. Radiators with LHP. *Proc. HPSA*. Moscow, 2009.
- [5] Reid R.C., Prausnitz J.M., Sherwood T.K. *The properties of gases and liquids*. McGraw-Hill, 1977. 688 p. (Russ. ed.: *Svoystva gazov i zhidkostey*. Leningrad, Khimiya Publ., 1982. 592 p.)
- [6] Kopyatkevich R.M., Gulya V.M., Tulin D.V. et al. Thermal designing and fragment-by-fragment ground development verification of thermal mode support system of non-pressurized spacecraft based on honeycomb panels with heat pipes. *Kosmonavtika i raketostroyeniye* [Cosmonautics and Rocket Engineering], 2010, no. 3, pp. 33–41. (In Russ.)
- [7] Panin Yu.V., Antonov V.A., Balykin M.A. About design and operation of heat pipes as part of the thermal control systems of the landing module of interplanetary stations for the study of the solar system bodies. *Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina*, 2021, no. 4, pp. 31–38, doi: <https://doi.org/10.26162/LS.2021.54.4.005> (in Russ.)
- [8] Gakal P.G., Ruzaykin V.I., Turna R.Yu. et al. Experimental facility for thermal hydraulic processes investigation in telecommunication satellites thermal control system. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2011, no. 5, pp. 21–30. (In Russ.)
- [9] Idelchik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook on hydraulic resistances]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1992. 671 p. (In Russ.)
- [10] Nikonov A.A., Gorbenko G.A., Blinkov V.N. *Teploobmennyye kontury s dvukhfaznym teplonositelem dlya sistem termoregulirovaniya kosmicheskikh apparatov* [Heat transfer loops with two-phase heat-transfer fluid for spacecraft thermal management system]. Moscow, TsNTI Poisk Publ., 1991. 302 p. (In Russ.)
- [11] Belov A.E., Velikanov A.A., Ilmov D.N. et al. Numerical and experimental study of loop heat pipe steady-state performance. *Teploenergetika*, 2022, no. 3, pp. 50–62, doi: <https://doi.org/10.1134/S004036362203002X> (in Russ.)
- [12] Afanasyev V.N., Nedayvozov A.V. Experimentally investigated thermo-hydraulic characteristics of the loop heat pipe with an open compensation chamber. *Nauka i obrazovanie: nauchnoye izdanie* [Science and Education: Scientific Publication], 2016, no. 11. URL: <http://engineering-science.ru/doc/849572.html> (in Russ.)
- [13] Maydanik Yu.F., Pastukhov V.G., Ivanov A.V. [Investigating a loop heat pipe operation with several heat sources of different power]. *Reshetnevskie chteniya* [Reshetnev Readings], 2017, vol. 1, pp. 145–146. (In Russ.)
- [14] Maydanik Yu.F., Vershinin S.V., Pastukhov V.G. [A cooling panel with loop heat pipes for nonuniformly distributed heat sources]. *Reshetnevskie chteniya* [Reshetnev Readings], 2015, vol. 1, pp. 206–208. (In Russ.)
- [15] Maydanik Yu.F., Pastukhov V.G., Vershinin S.V. [Development and application of miniature loop heat pipes]. *Reshetnevskie chteniya* [Reshetnev Readings], 2014, vol. 1, pp. 90–91. (In Russ.)
- [16] Van Yuy., Denisov O.V., Denisova L.V. Simulation of cooling of a processor in nanosatellite using the loop heat pipes. *Vestnik RUDN. Ser. Inzhenernyye issledovaniya* [RUDN Journal of Engineering Research], 2019, vol. 20, no. 3, pp. 211–219, doi: <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2019-20-3-211-219> (in Russ.)

Статья поступила в редакцию 07.10.2022

Информация об авторе

БОРЩЕВ Никита Олегович — кандидат технических наук, ведущий инженер. Астрокосмический центр ФГБУН «Физический институт им. П.Н. Лебедева Российской академии наук» (119991, Москва, Российская Федерация, Ленинский проспект, д. 53, стр. 4, e-mail: www.moriarty93@mail.ru).

Information about the author

BORSHCHEV Nikita Olegovich — Candidate of Science (Eng.), Leading Engineer. Astro Space Center Lebedev Physical Institute of Russian Academy of Sciences (119991, Moscow, Russian Federation, Leninsky Ave., Bldg. 53, Block 4, e-mail: www.moriarty93@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Борщев Н.О. Способы регулирования температуры приборного оборудования с помощью контурной тепловой трубы. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 3, с. 110–119, doi: 10.18698/0536-1044-2023-3-110-119

Please cite this article in English as:

Borshchev N.O. Methods for Controlling Temperature of the Instrumentation Equipment Using the Contour Heat Pipe. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 3, pp. 110–119, doi: 10.18698/0536-1044-2023-3-110-119