

Численное и физическое моделирование работы системы тепловых труб для отвода тепла от радиоэлектронного оборудования различного назначения

Соколов Никита Юрьевич¹, Кулагин Владимир Алексеевич²

¹Информационные спутниковые системы им. акад. М.Ф. Решетнёва, Россия, Железногорск, *nikita436@gmail.com*

²Сибирский федеральный университет, Россия, Красноярск, *v.a.kulagin@mail.ru*

Аннотация. Представлена новая математическая модель системы цилиндрических тепловых труб с составным фитилем. Приведены результаты численного моделирования и экспериментальных исследований системы тепловых труб (СТТ) для обеспечения отвода заданной тепловой мощности от радиоэлектронного оборудования различного назначения, определена ее минимальная масса. Установлены предельные значения отводимой тепловой мощности одиночной тепловой трубы, двухуровневой СТТ в условиях гравитационного поля. Согласно экспериментальным данным СТТ способна отводить 667 Вт/кг с высоты 0,11 м при температуре минус 5 °С, 910 Вт/кг при температуре плюс 40 °С. Представленные результаты работы позволяют оптимально решать многие инженерные задачи, связанные с передачей тепловой мощности с минимальными потерями, охлаждением и термостатированием или термостабилизацией различных объектов, использующихся как на Земле, так и в космическом пространстве.

Ключевые слова: цилиндрическая тепловая труба, система тепловых труб, охлаждение радиоэлектронной аппаратуры, высокая плотность тепловой мощности

Цитирование: Соколов Н.Ю. Численное и физическое моделирование работы системы тепловых труб для отвода тепла от радиоэлектронного оборудования различного назначения / Соколов Н.Ю., Кулагин В.А. // Информационные и математические технологии в науке и управлении. – 2022. – № 4(28). – С. 50–69. – DOI: 10.38028/ESI.2022.28.4.004.

Введение. Актуальность работы обусловлена необходимостью улучшения предельных характеристик систем охлаждения (СО) на базе тепловых труб (ТТ) в составе радиоэлектронного оборудования космических аппаратов (КА) негерметичного исполнения. Одним из неперемных условий надежного функционирования КА и его служебных систем, а также оборудования полезной нагрузки является обеспечение необходимого теплового режима всех его компонентов. Тенденция развития современной радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) тесно связана с усложнением проблемы её охлаждения. Для минимизации массо-энергетических параметров СО целесообразно использовать принцип естественной, нерегулируемой передачи тепловой мощности с более высокого температурного уровня на низкий. Наиболее предпочтительным средством реализации этого принципа являются ТТ, работающие на основе замкнутого испарительно-конденсационного цикла. РЭА КА конструируется таким образом, чтобы тепловая мощность от электрорадиоизделий (ЭРИ) передавалась к определенной теплоотводящей поверхности, например, к поверхности, которой РЭА устанавливается на систему терморегулирования КА.

Обзор конструкций и форм ТТ представлены в работе [1]. Классическая ТТ круглого сечения с пористым фитилем является наиболее дешевой и простой в изготовлении. Однако круглое сечение неудобно для обеспечения тепловых контактов с плоскими поверхностями, необходимы переходные пластины. Кроме того, перенос тепла осуществляется только в одном измерении вдоль ТТ. Последние два десятилетия увеличение мощности и компактности электронных устройств способствовало развитию и активному использованию ТТ для охлаждения электроники. Сейчас ТТ можно встретить повсеместно в системах

охлаждения электронных компонентов в персональных компьютерах, ноутбуках, смартфонах и других устройствах [2, 3].

Основополагающие исследования в этой области были выполнены авторами: М.Н. Ивановским, В.П. Сорокиным, И.В. Ягодкиным, Л.Л. Васильевым и др. В частности, была продемонстрирована оптимизация параметров ТТ, а также способы соединения ТТ. Проведенное Л.Л. Васильевым комплексное экспериментальное исследование процессов тепло- и массообмена в миниатюрных ТТ плоской и цилиндрической формы [4], изготовленных из меди, с водой в качестве теплоносителя, с тремя типами капиллярных структур (порошковой, сеточной и образованной пучком тонких проволок) в широком диапазоне изменения конструктивных и режимных параметров определяет предел теплопередающих способностей ≈ 20 Вт для миниатюрной ТТ длиной 0,2 м и внешним диаметром 4 мм для вертикальной ориентации (нагреватель над термостабилизированной поверхностью), длине испарителя 0,07 м и длине конденсатора 0,085 м. Поскольку массовый расход будет переменным как в испарителе, так и в конденсаторе, то для этих участков следует использовать не их геометрическую, а некую «эффективную длину». Если изменение массы на единицу длины постоянно, то полный массовый расход для этих участков будет линейно нарастать или убывать, т.е. в расчете «эффективной длины» учитывается половина длины испарителя и конденсатора. Можно считать, что реальное перемещение теплоносителя в миниатюрной ТТ составляло не более 0,125 м. Кроме того, в реальных конструкциях РЭА форма ТТ всегда изогнутая, поэтому снимать характеристики ТТ необходимо на С-образной форме, где испаритель и конденсатор занимают горизонтальные части, а адиабатическая зона занимает вертикальную часть.

Плоские ТТ работают по тому же принципу, но обеспечивают перенос тепла в двух измерениях вдоль своей плоской поверхности. Плоская форма позволяет напрямую присоединять к поверхности ТТ плоские источники тепла, такие, как микропроцессоры или радиоэлектронные платы. Важным преимуществом плоских ТТ является возможность трансформации плотности теплового потока с низким перепадом температуры, это позволяет решать задачу распределения теплового потока с высокой плотностью на большую площадь, например, при охлаждении мощных миниатюрных электронных компонентов [5, 6].

Плоские ТТ состоят из плоского тонкого герметичного корпуса, капиллярной структуры и теплоносителя. Капиллярная структура является наиболее важным компонентом ТТ. Существуют разнообразные типы капиллярных структур, которые можно грубо классифицировать следующим образом: канавки, сетки, спеченные металлические порошки или их комбинации. В литературе можно найти множество исследований, посвященных плоским ТТ с канавками [6-8]. Канавки обладают низким гидравлическим сопротивлением и обеспечивают перенос тепла на большие расстояния по сравнению с другими типами капиллярных структур. Слабый капиллярный напор канавок препятствует эффективной работе ТТ против сил гравитации. Отводимая плотность теплового потока обычно ниже по сравнению с другими типами капиллярных структур.

Фитили в виде сеток или волокон также часто рассматриваются в качестве капиллярных структур для плоских ТТ [9-11]. Капиллярный напор таких фитилей и отводимая плотность теплового потока зависят от размера ячеек и обычно выше, чем для ТТ с канавками. Фитили с сетками или волокнами широко используются в ультратонких плоских ТТ, которые имеют толщину менее 2 мм [12]. Однако ультратонкие ТТ, в основном, нацелены на использование в миниатюрных мобильных электронных устройствах с невысокой тепловой нагрузкой около 10 Вт. Плоские ТТ с фитилями из спеченных металлических порошков исследуются очень активно [13-16]. Особым классом плоских ТТ является гипертеплопроводящая секция (ГТПС) [12]. Исследования медной ГТПС

показывают, при вертикальной ориентации и нагревателе во всю ширину ГТПС предел теплопередающих способностей ≈ 35 Вт при «эффективной длине» 0,11 м. Капиллярные структуры из спеченных металлических порошков могут иметь высокую прочность. Недостатком таких фитилей является большое гидравлическое сопротивление, которое ограничивает расстояние переноса тепла. Для компенсации недостатков часто используются гибридные конструкции капиллярных структур в виде комбинаций сеток с канавками или со спеченными фитилями [17-20]. Это позволяет комбинировать преимущества разных типов капиллярных структур.

В области математического моделирования процессов теплопередачи ТТ представляют большой интерес работы В.А. Деревянко и Д.А. Нестерова в ФИЦ ИВМ КНЦ СО РАН [21-24]. Однако, в условиях повышенных требований к высокой точности определения характеристик тепловых труб, имеющихся данных оказывается недостаточно, в известных литературных источниках не проведена оценка возможности преобразования одиночной ТТ в систему последовательно соединенных ТТ (СТТ).

Система охлаждения, построенная на базе СТТ, позволяет значительно минимизировать массогабаритные характеристики по сравнению с консервативными СО, использующими прямое соединение одиночной ТТ [25-32]. Для ТТ из состава СТТ подобран наиболее перспективный тип фитиля – **составной фитиль**, изображен на рис. 1 (см. выносной элемент А). Фитиль ТТ обеспечивает транспортирование теплоносителя от конденсатора к испарителю. В поперечном сечении составного фитиля капиллярное давление распределено не равномерно. Капиллярное давление теплоносителя в пористом фитиле превышает капиллярное давление теплоносителя в канавчатом фитиле. Высота поднятия теплоносителя в капилляре обратно пропорциональна его радиусу (формула Жюрена) [33]. Пористый фитиль имеет радиус капилляров 30–40 мкм, максимальная высота поднятия теплоносителя составляет 0,36 м. В данном случае пористый фитиль дополняет канавчатый фитиль и необходим для преобразования канавок в капилляры, что позволяет поднять теплоноситель по капиллярам 180–200 мкм на высоту до 0,074 м.

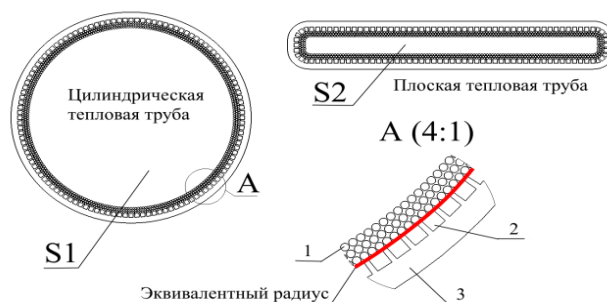


Рис. 1. Внутренне строение цилиндрической ТТ с составным фитилем: 1 – пористый фитиль, 2 – канавчатый фитиль, 3 – металлический корпус; S1 – площадь газового канала цилиндрической ТТ; S2 – площадь газового канала плоской ТТ

В составном фитиле, согласно закону Дарси, потери давления при стационарном ламинарном течении теплоносителя в пористом фитиле может на два порядка превышать потери давления в закрытом канавчатом фитиле. Когда расположение источника тепловой мощности по высоте не превышает максимальной высоты поднятия теплоносителя закрытым канавчатым фитилем, вклад пористого фитиля в транспортирование теплоносителя составляет менее 2 %.

Для ТТ из состава СТТ выбрана наиболее перспективная для РЭА и стабильная (не корродирующая) пара металла и теплоносителя – медь с водой. Характеристики медно-

водяных ТТ сильно зависят от температуры (вязкость, плотность и давление паров теплоносителя; вязкость жидкости; поверхностное натяжение), поэтому в СТТ с учетом роста температуры в зонах соединения ТТ верхние уровни СТТ работают эффективнее нижних, что позволяет отводить значительно большую тепловую мощность от ЭРИ с большей плотностью теплового потока. В отрицательном диапазоне рабочих температур медно-водяная ТТ частично продолжает работать, транспортирование теплоносителя прекращается в зоне ТТ с температурой ниже 0 °С, граница зон определяется тепловым балансом. Прочие теплоносители (ацетон, аммиак, метиловый спирт и т.п.), не замерзающие во всем диапазоне рабочих температур РЭА, уступают воде по теплоте парообразования в 2–4 раза, соответственно фитиль ТТ должен пропорционально больше транспортировать теплоносителя к испарителю, что достигается за счет увеличения поперечной площади фитиля. Увеличение поперечной площади фитиля приводит к резкому увеличению массы ТТ вследствие увеличения поперечной площади металлической оболочки. В СТТ второй и последующие уровни работают в положительном диапазоне температур, что обеспечивает их высокие теплотранспортные характеристики.

При разработке систем охлаждения для источников тепловой мощности, расположенных на высоте более 0,07 м, возникает вопрос о рациональности использования прямого соединения одиночной ТТ, поскольку замена составного фитиля на пористый фитиль приводит к резкому увеличению внутреннего объема ТТ. Таким образом, СТТ на базе цилиндрических медно-водяных ТТ с составным фитилем может значительно снизить массу СО.

Математическая модель комплексной оптимизации массогабаритных характеристик СТТ во всем диапазоне рабочих температур на базе математической модели цилиндрических ТТ имеет вид:

$$i = 1, 2, \dots, n; \quad j = 1, 2, \dots, m; \quad \Delta l_1 = 0; \quad (1)$$

$$l_0 = \sum l_{hij} + \sum l_{gij}; \quad l_i = l_{ij} = \frac{\sum l_{gij} \cdot \Delta l_i}{i} + \Delta l_i; \quad (2)$$

$$l_{effij} = \sum l_{hij} + l_i - \frac{(l_{cij} + l_{eij})}{2}; \quad (3)$$

$$l_{eij} = \begin{bmatrix} l_{e11} & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ l_{en1} & \dots & l_{enm} \end{bmatrix}; \quad l_{cij} = \begin{bmatrix} l_{c11} & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ l_{cn1} & \dots & l_{cnm} \end{bmatrix}; \quad (4)$$

$$l_{e11} = l_{e21} = l_{en1} = \text{const};$$

$$l_{c11} = l_{c22} = l_{enm} = \text{const}, \quad n = m;$$

$$l_{enm} = l_{cnm-1} = \Delta l_n, \quad n \geq 2, m \geq 2; \quad (5)$$

$$r_{cij} = \frac{a_{ij} + b_{ij}}{\pi}; \quad (6)$$

$$\Delta P_{lij} = \left(\frac{4 \cdot \mu_{lij} \cdot l_{effij} \cdot Q}{\rho_{lij} \cdot L \cdot a_{ij}^2 \cdot b_{ij}^2 \cdot F_c} \right) \cdot \frac{1}{N} = \frac{G}{N}; \quad (7)$$

$$\Delta P_{cij} = \frac{2 \cdot \sigma_{ij} \cdot \cos \theta}{r_{cij}}; \quad (8)$$

$$\Delta P_{gij} = \rho_{lij} \cdot g \cdot l_i \cdot \sin \varphi_{ij}; \quad (9)$$

$$N = \frac{G}{\Delta P_{cij} - \Delta P_{gij}}; \quad (10)$$

$$\tilde{r}_{fij} = \frac{N \cdot a \cdot 1,2}{2 \cdot \pi}; \quad (11)$$

$$S_{vij} = \frac{Q}{\rho_{vij} \cdot L \cdot \sqrt{\frac{\gamma R T_0}{2(\gamma+1)M}}}; \quad (12)$$

$$S_{fij} = \pi \cdot (\tilde{r}_{fij} + b)^2 - \pi \cdot \tilde{r}_{fij}^2 \quad (13)$$

$$S_{fporij} = \pi \cdot \tilde{r}_{fij}^2 - \pi \cdot (\tilde{r}_{fij} - h_{e11})^2 \quad (14)$$

$$S_{meij} = 4 \cdot h_{me} \cdot \left(\sqrt{S_{vij} + S_{fij} + S_{fporij}} \right) + 4 \cdot h_{me}^2 \quad (15)$$

$$S_{buttij} = S_{vij} + 4 \cdot d \cdot \sqrt{S_{vij}} \quad (16)$$

$$S_{e11} = 4 \cdot l_{e11} \cdot \sqrt{S_{vij}}; \quad S_{c11} = 4 \cdot l_{c11} \cdot \sqrt{S_{vij}} \quad (17)$$

$$m_i = \sum_j m_{ij} = \sum_j (\rho_{meij} \cdot S_{meij} + \rho_{fij} \cdot S_{fij} + \rho_{porij} \cdot S_{fporij}) \cdot l_{ij} \quad (18)$$

$$R_i = \sum_j (R_{buttij} + R_{e11} + R_{c11}) = \frac{2 \cdot (i-1) \cdot h_{e11}}{\lambda_f \cdot S_{buttij}} + \frac{h_{e11}}{\lambda_f \cdot S_{e11}} + \frac{h_{c11}}{\lambda_f \cdot S_{c11}} \quad (19)$$

$$T_{max} < T = T_{STR} + \Delta T \cdot (i-1) + Q \cdot R_i \quad (20)$$

$$\begin{cases} \frac{Q}{S_{buttij}} < Q_{spec}, \Delta l_i = 0; \Delta T = 0 \\ \frac{Q}{S_{buttij}} > Q_{spec}, \Delta l_i = \Delta l_{ij} = \frac{Q \cdot h_{e11}}{2 \cdot \Delta T \cdot \lambda_f \cdot \sqrt{S_{vij}}}; R_{buttij} = 0 \end{cases} \quad (21)$$

$$m_{i+1} < m_i \quad (22)$$

где i – количество ТТ; j – нумерация ТТ в СТТ; Q – тепловыделение ЭРИ; l_0 – длина одиночной ТТ; Δl_i – длина зоны соединения ТТ; $\sum l_{hij}$ – длина всех горизонтальных участков ТТ; $\sum l_{gij}$ – длина всех вертикальных участков ТТ; l_{effij} – эффективная длина ТТ (перемещение теплоносителя); l_{cij} – длина зоны конденсации ТТ в СТТ; l_{eij} – длина зоны испарения ТТ в СТТ; $l_{a ij}$ – длина адиабатической зоны ТТ в СТТ; r_{cij} – эквивалентный радиус канавки в фитиле; a – ширина канавки ТТ; b – глубина канавки ТТ; μ_{ij} – динамическая вязкость теплоносителя (в жидкой фазе); ρ_{lij} – плотность теплоносителя (в жидкой фазе); L – скрытая теплота парообразования; F_c – поправочный коэффициент на отношение сторон прямоугольной канавки (артерии); σ_{ij} – поверхностное натяжение; θ – краевой угол смачивания; φ_{ij} – угол наклона ТТ (к горизонту); N – количество канавок; \tilde{r}_{fij} – эквивалентный радиус канавчатого фитиля; S_{vij} – поперечная площадь газового канала; S_{fij} – поперечная площадь канавчатого фитиля; S_{fporij} – поперечная площадь пористого фитиля; S_{meij} – поперечная площадь металлической оболочки; S_{buttij} – площадь газового канала участвующая в теплообмене при торцевом соединении; d – длина зоны эффективного теплообмена; S_{e11} – площадь испарителя; S_{c11} – площадь конденсатора; ρ_{vij} – плотность паров теплоносителя; γ – показатель адиабаты; R – газовая постоянная; T_0 – наименьшая рабочая температура ТТ; M – молекулярный вес теплоносителя; m_i – масса ТТ; ρ_{meij} – плотность металла; ρ_{fij} – плотность канавчатого фитиля; ρ_{porij} – плотность пористого фитиля; h_{e11}, h_{c11} – толщина пористого фитиля в зоне испарения и конденсации; λ_f – теплопроводность фитиля; T_{max} – максимальная рабочая температура ЭРИ; T – расчетная температура; T_{STR} – температура системы термостабилизации (температура зоны конденсации).

Описание новой математической модели. Для обеспечения работы ТТ необходимо, чтобы максимальный капиллярный напор фитиля ΔP_c превышал полное падение давления в ТТ: $\Delta P_c \geq \Delta P_i + \Delta P_v + \Delta P_g$, где ΔP_i – перепад давления по жидкости в фитиле, ΔP_v – перепад давления при движении пара в канале, ΔP_g – гидростатический перепад давления. С ростом тепловой нагрузки скорость движения жидкости и пара возрастают, следовательно, перепады давлений также увеличиваются. Данная теория содержится в уравнениях 7 – 10 новой математической модели, перепад давления при движении пара не учитывался, поскольку он пренебрежимо мал [33].

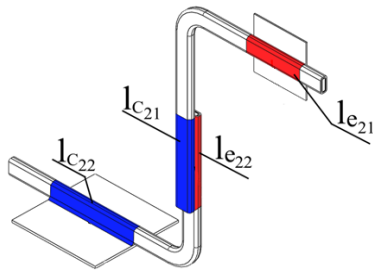


Рис. 2. Схема расположения зон испарения и конденсации в СТТ на базе цилиндрических ТТ

Расстояние от центра цилиндрической ТТ, на котором происходит соединение пористого и канавчатого фитиля, определим, как эквивалентный радиус (рис. 1). Наружу от эквивалентного радиуса отсчитывается площадь поперечного сечения канавчатого фитиля, а внутрь – площадь поперечного сечения пористого фитиля.

Преобразование одиночной ТТ в СТТ (рис. 2) приводит к уменьшению поперечной площади канавчатого и пористого фитилей, а также к появлению дополнительных зон испарения l_e и конденсации l_c . При торцевом соединении ТТ, а также при соединении внахлест ТТ в СТТ из-за высокого теплового сопротивления пористого фитиля по отношению к металлическому корпусу произойдет перераспределение теплового потока.

Уравнения (1), (2) определяют длину ТТ для каждого уровня СТТ с учетом длины зоны соединения Δl_i . Длина зоны соединения Δl_i , определяется по результатам расчета одиночной ТТ. Уравнение (3) определяет «эффективную длину» перемещения теплоносителя в ТТ. Уравнения (4), (5) определяют длину зон испарения и конденсации ТТ. Нумерация зон испарения и конденсации приведена в матричном виде (4). У одиночной ТТ одна зона испарения l_{e11} и одна зона конденсации l_{c11} , после преобразования одиночной ТТ в СТТ длины этих зон не изменяются. Поэтому все элементы первого столбца матрицы l_{eij} равны между собой, а также все диагональные элементы матрицы l_{cij} равны между собой. После преобразования одиночной ТТ в двухуровневую СТТ появляются дополнительные зоны конденсации и испарения, равные по длине зоне соединения Δl_1 . Согласно уравнению (6), квадратное сечение закрытой канавки заменяется на эквивалентное значение круглого сечения (радиус капилляра). Уравнение (7) определяет потери давления по длине ТТ в одиночной закрытой канавке фитиля. По уравнению (8) рассчитывают капиллярное давление в закрытой канавке. Гравитационные потери давления на вертикальном участке ТТ определяются согласно уравнению (9). Уравнение (10) описывает минимально необходимое количество канавок фитиля для отведения тепловой мощности. Выражение (11) определяет \tilde{r}_{fij} – «эквивалентный радиус» канавчатого фитиля (рис. 1), длина окружности равна ширине всех канавок, умноженных на коэффициент 1,2 (учет толщины стенок). Уравнением (12) описывается минимально необходимая площадь поперечного сечения газового канала (расчет ограничения по скорости звука). Согласно уравнению (13), определяется необходимая площадь поперечного сечения канавчатого фитиля. По выражению (14) определяется площадь поперечного сечения пористого фитиля. Согласно уравнению (15), определяется площадь поперечного сечения металлической оболочки, здесь осуществлен переход от круглого сечения ТТ к квадратному сечению равной площади. По уравнению (16)

вычисляют площадь газового канала $S_{butt_{ij}}$, участвующего в теплообмене при торцевом соединении. По выражению (17) рассчитывают площадь газового канала, участвующего в теплообмене в испарителе и конденсаторе. Масса ТТ всех уровней СТТ определяется по уравнению (18). Суммарное тепловое сопротивление СТТ вычисляют по уравнению (19). Условие (20) определяет запас по температуре ЭРИ относительно максимальной рабочей температуры. Условие (21) определяет достаточность площади соединения встык, при превышении максимально допустимого теплового потока Q_{spec} для данного типа ТТ необходимо перейти на соединение внахлест. Соединение внахлест предназначено для передачи значительной тепловой мощности с заданным перегревом, т.е. градиент температур определяет исполнитель. Рекомендуется ΔT задать 10 °С. Условие (22) определяет возможность дальнейшего уменьшения массы СТТ исходя из запаса по температуре ЭРИ.

Математическая модель (1)–(22) решается методом подстановки.

Расчет массогабаритных характеристик СТТ на базе цилиндрических медно-водяных ТТ с составным фитилем выполнен для одиночного нагревателя площадью 4 см² с тепловыделением 20 Вт, 30 Вт, расположенного на расстоянии 0,11 м от термостабилизированной поверхности с температурой 5 °С. На рисунке 3 показаны две аналогичные по габаритам системы охлаждения: слева одиночная ТТ; справа двухуровневая СТТ. В расчете вся тепловая мощность отводится СО, на рисунке 3 показан контур алюминиевой несущей конструкции. Обе системы охлаждения имеют С-образную геометрию, которая может быть условно разделена на три части: две горизонтальных части длиной 0,08 м и вертикальная часть длиной 0,12 м. Согласно математической модели (1)–(22) вертикальная часть одиночной ТТ будет разделена на несколько частей (преобразовано в двухуровневую СТТ) при выполнении условия уменьшения массы ТТ. Результаты расчета представлены на рисунке 4.

Результаты расчетов показывают, что отведение 30 Вт обеспечивается одиночной ТТ с массой 74 г. Минимальная масса одиночной ТТ обеспечивается при площади поперечного сечения закрытой канавки $1,5 \cdot 10^{-8}$ м² (150 x 100 мкм). СТТ в зависимости от заданной разности температуры в зоне соединения ТТ имеют разную массу. Отведение 30 Вт обеспечивается СТТ с массой от 44 г до 50 г и градиентом (в зоне соединения) $\Delta T = 2$ °С, в диапазоне поперечного сечения канавок от $1,5 \cdot 10^{-8}$ до $4 \cdot 10^{-8}$ м². Отведение 30 Вт при градиенте (в зоне соединения) $\Delta T = 10$ °С в зоне соединения ТТ обеспечивается СТТ с массой 28 г, в диапазон поперечного сечения канавок от $1,5 \cdot 10^{-8}$ до $10,5 \cdot 10^{-8}$ м².

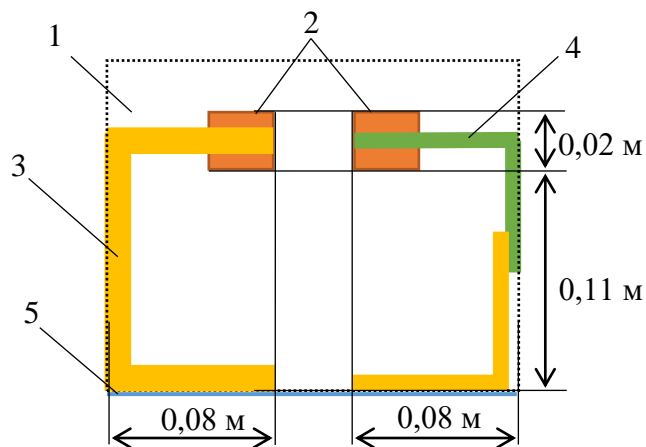


Рис. 3. Схема вычислительного эксперимента: 1 – контур алюминиевой несущей конструкции РЭА, 2 – нагреватель (ЭРИ), 3 – одиночная цилиндрическая ТТ, 4 – СТТ на базе цилиндрических ТТ, 5 – термостабилизированная поверхность

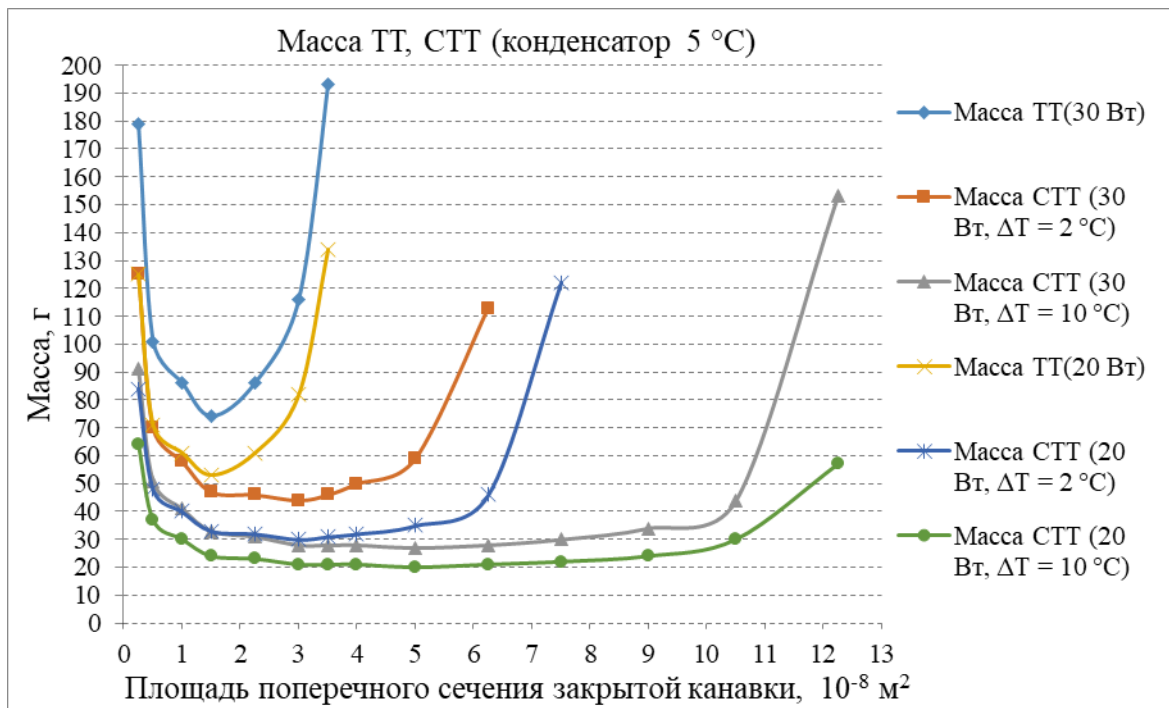


Рис. 4. Зависимость массы ТТ, СТТ (двухуровневую) от площади поперечного сечения закрытой канавки при фиксированной тепловой мощности нагревателя

Натурный эксперимент. Общая схема эксперимента по исследованию характеристик СТТ показана на рисунке 5а.

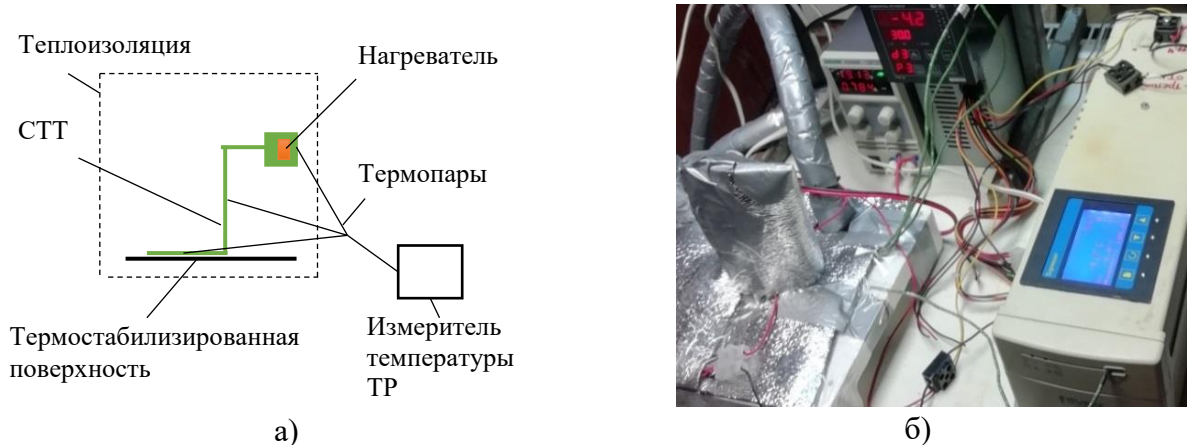


Рис. 5. Определение характеристик СТТ: а) схема стенда для исследования характеристики СТТ; б) фотография стенда с СТТ

Схема расположения нагревателя показана на рисунке 6. СТТ состоит из двух цилиндрических ТТ, масса каждой ТТ составляет 13 г, соответственно масса СТТ составляет 26 г. Масса переходных пластин испарителя и конденсатора может меняться в зависимости от особенностей конструкции СО, поэтому при расчете массы СТТ масса пластин не учитывается. СТТ располагалась вертикально (испаритель над конденсатором), снаружи обклеена несколькими слоями теплоизолирующего материала (вспененный полиэтилен) с теплопроводностью $0,037 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ суммарной толщиной $0,03 \text{ м}$. Медная переходная пластина конденсатора прижималась к термостабилизированной поверхности через слой теплопроводящей пасты. В данной работе использовалась теплопроводящая паста с теплопроводностью $\lambda = 1.8 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ и толщиной слоя $\delta \approx 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}$.

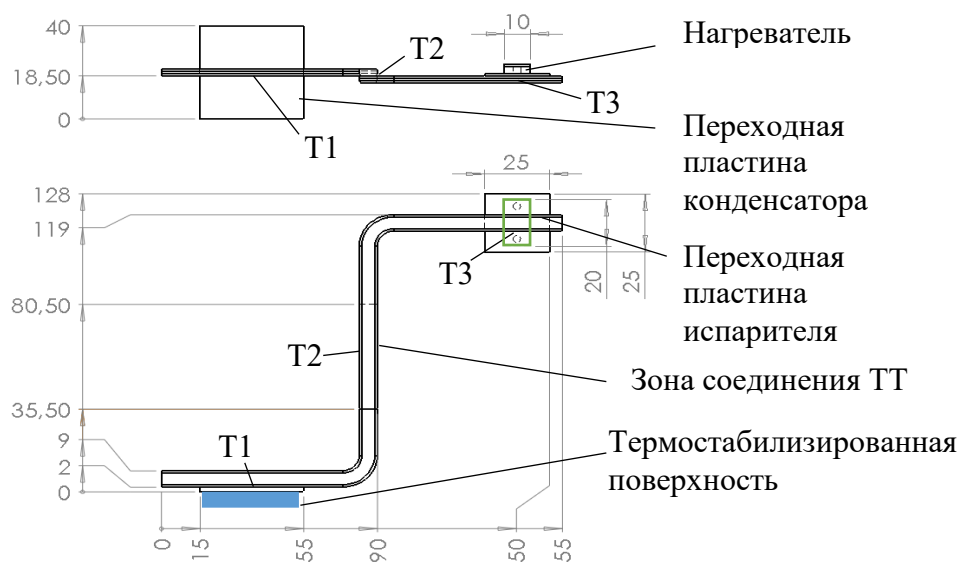


Рис. 6. Схема расположения нагревателя, испарителя и конденсатора в СТТ

Термостат обеспечивал постоянство температуры на переходной пластине конденсатора СТТ в точке T1 (рис. 6). В экспериментах в качестве нагревателя использовался резистор P1-17 РКМУ.434110.001 ТУ (площадь контакта $\approx 1 \text{ см}^2$). Все соединения ТТ в СТТ выполнены припоем ПОС61 ГОСТ 21930. Теплопроводность припоя ПОС61 составляет $60 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$. Система сбора данных построена на базе прибора ТРМ138 ТУ 4217-015-46526536-2008, термопары ТХК 9419 ТУ 4211-088-02566540-2010 подключены к прибору.

Эксперименты проводились при разных температурах термостабилизированной поверхности. В ходе каждого эксперимента мощность тепловыделения нагревателя увеличивалась ступенчато, выдержка по времени составляла не менее 20 мин. Мощность нагревателя рассчитывалась как произведение электрического тока на разность потенциалов, измеряемая непосредственно на контактах нагревателя. Для каждого значения мощности после достижения стационарного состояния фиксировались температуры: место соединения ТТ с переходной пластиной конденсатора – T1; место соединения ТТ – T2; место соединения ТТ с переходной пластиной испарителя – T3. Температура нагревателя в эксперименте не должна превышать 80°C .

Оценка погрешностей в эксперименте с СТТ. Предел основной приведенной погрешности измерения при использовании термопар у прибора ТРМ138 составляет 0,5 %. Измерение температур обеспечивалось термопарами L-типа, которые обеспечивали погрешность измерения разности температур менее $0,5^\circ\text{C}$ за счет предварительной калибровки. Калибровка ТРМ138 проведена при температурах: минус 5°C и 40°C , отличие показаний термопар, соединенных рабочими концами в одну точку, составляет менее $0,2^\circ\text{C}$. Погрешность измерения электрического напряжения и тока на нагревателях была в пределах $\delta I = 0,5\%$ и $\delta U = 1,5\%$ соответственно. Стандартный метод анализа позволяет оценить погрешность измерения мощности тепловыделения нагревателей в пределах $\delta Q = (\delta I^2 + \delta U^2)^{0.5} = 1,6\%$.

Результаты экспериментального исследования СТТ. СТТ обеспечивает стабильную теплопередачу в диапазоне температур от минус 5°C до 40°C , на рисунке 7 представлены результаты эксперимента. При температуре термостабилизированной поверхности от минус 5°C до 5°C резкое увеличение температуры нагревателя (осушение фитиля) наблюдается при тепловой мощности 25 Вт. При температурах от минус 5°C до 5°C и тепловой мощности 20 Вт температура нагревателя составляет $30^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$, резкое увеличение

температуры (осушение фитиля) нагревателя наблюдается при тепловой мощности 25 Вт. При 40 °С наблюдается линейный рост температур на обеих ТТ из состава СТТ до 35 Вт, осушения нет.

Сопоставление теоретических и экспериментальных результатов. Критерий сравнения: масса СТТ при фиксированной тепловой мощности ЭРИ 20 Вт и фиксированной температуре зоны конденсации 5 °С. Внутренняя структура ТТ с составным фитилем показана на рисунке 8, эквивалентный радиус канавок $\approx 2 \cdot 10^{-4}$ м, толщина пористого фитиля $\approx 5 \cdot 10^{-4}$ м. Масса экспериментального образца СТТ составляла 26 г. По результатам эксперимента СТТ (рис. 7в) при температуре основания 5 °С до наступления осушения обеспечивает отвод тепловой мощности не более 20 Вт.

На рисунке 4 согласно расчету СТТ математической модели (1)–(22) тепловой мощности 20 Вт и градиенту (в зоне соединения) 2 °С соответствует масса 30 г. Тепловой мощности 20 Вт и градиенту (в зоне соединения) 10 °С соответствует масса 20 г.

Согласно экспериментальным данным СТТ способна отводить тепловую мощность не более 25 Вт при массе в 26 г, т.е. 961 Вт/кг с высоты 0,11 м при температуре минус 5 °С; не более 35 Вт при массе в 26 г, т.е. 1346 Вт/кг при температуре 40 °С.

Численный эксперимент СТТ в ANSYS. Разработка методов расчета СО является комплексной задачей. Результаты расчета математической модели (1)–(22) могут быть использованы в современных системах инженерного анализа (СИА).

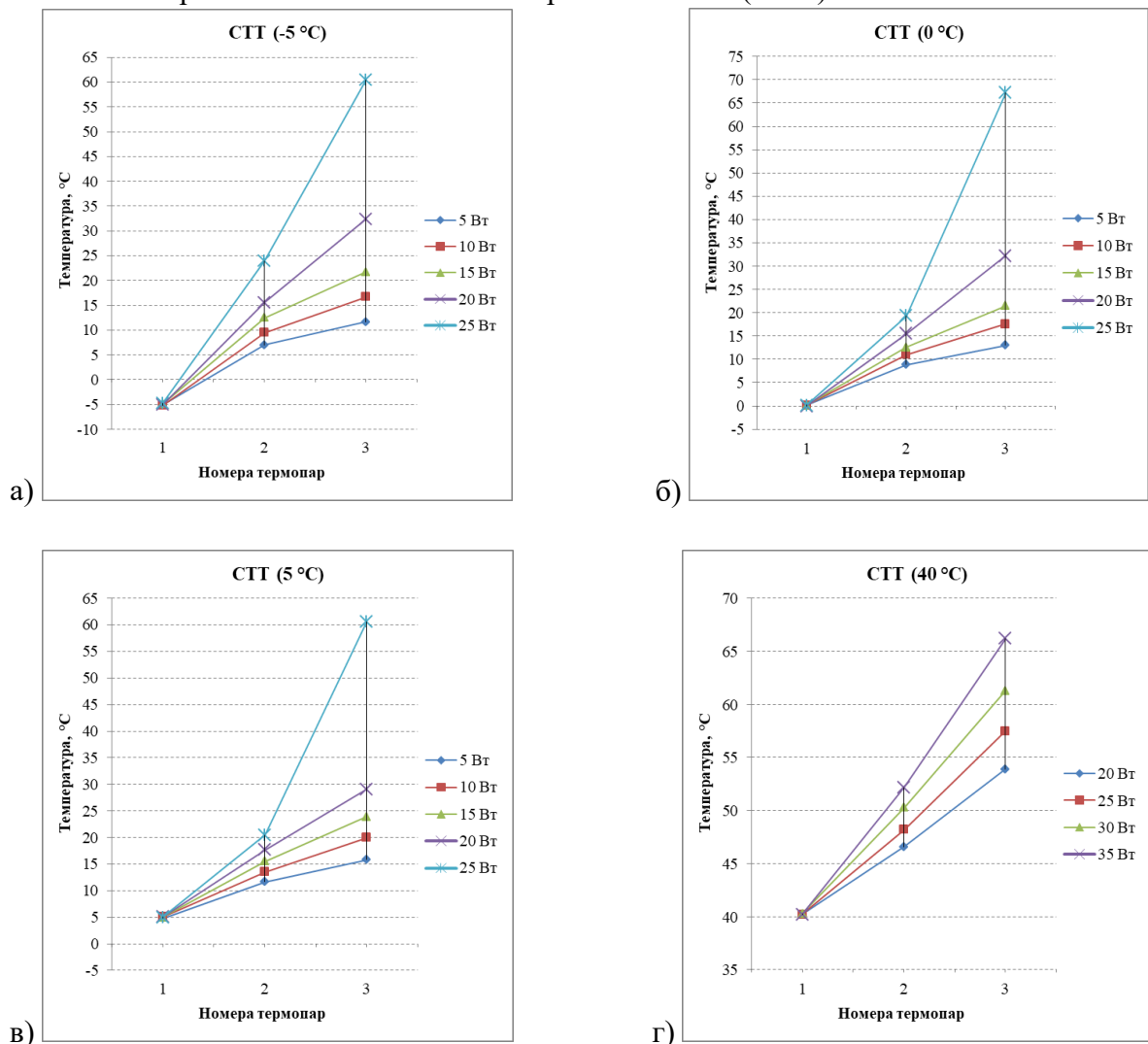


Рис. 7. Результаты экспериментального исследования СТТ при температуре термостабилизированной поверхности: а) минус 5 °С; б) 0 °С; в) 5 °С; г) 40 °С

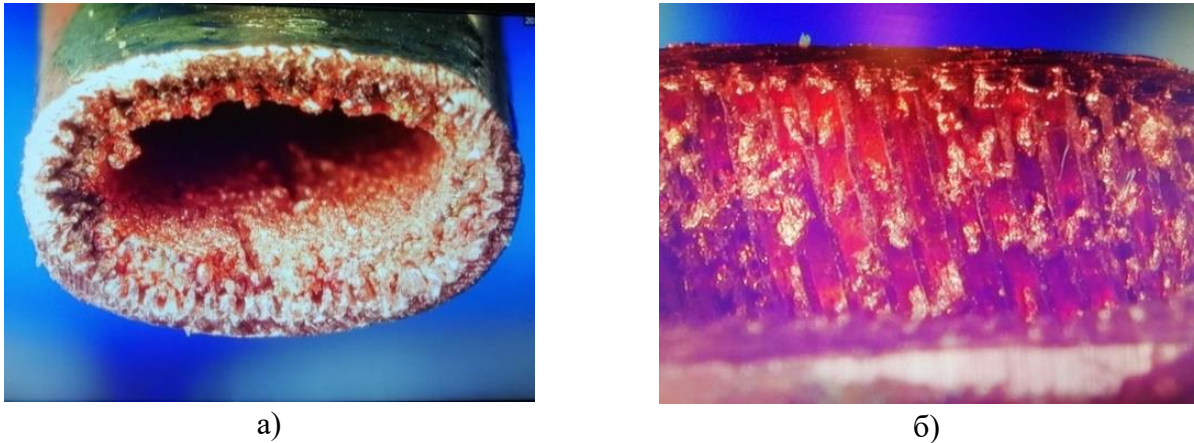


Рис. 8. ТТ с составным фитилем: а) поперечное сечение ТТ; б) канавчатый фитиль (очищенный от пористого фитиля)

На этом этапе необходимо создать точную геометрическую модель СТТ (цифровой двойник) по результатам расчета математической модели (1)–(22) и интегрировать СТТ в РЭА средствами программных продуктов, например, средством автоматизированного проектирования (САПР) SolidWorks [34]. Следует транслировать геометрическую модель РЭА из САПР в среду СИА ANSYS Workbench [35]. ANSYS Workbench в настоящее время не имеет возможности расчета капиллярного ограничения ТТ.

Таблица 1. Теплопроводность газового канала

| Температура, °С | Теплопроводность, Вт/(м·°С) |
|-----------------|-----------------------------|
| -20 | 1 |
| 0 | 1 |
| 5 | $2 \cdot 10^3$ |
| 50 | 10^5 |
| 100 | 10^6 |

Медно-водяная ТТ в ANSYS упрощается до трех деталей: медного корпуса; фитиля; газового канала. Теплопроводность меди составляет 380 Вт/(м·°С), теплопроводность фитиля – 20 Вт/(м·°С), теплопроводность газового канала изменяется от температуры и задается согласно таблице 1. Габариты цифрового двойника СТТ соответствуют рисунку 6. В таблицу внесены расчетные значения теплопроводности согласно результатам натурального эксперимента СТТ.

Качество расчетной сетки удовлетворительное, рисунки 9 - 11.

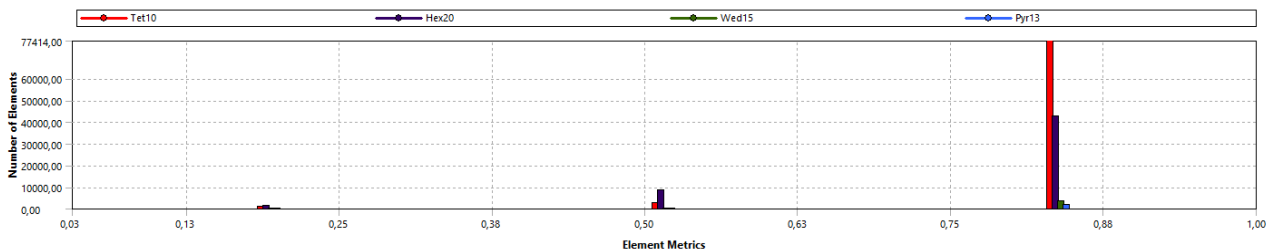


Рис. 9. Качество сетки Jacobian Ratio (Gauss Points)

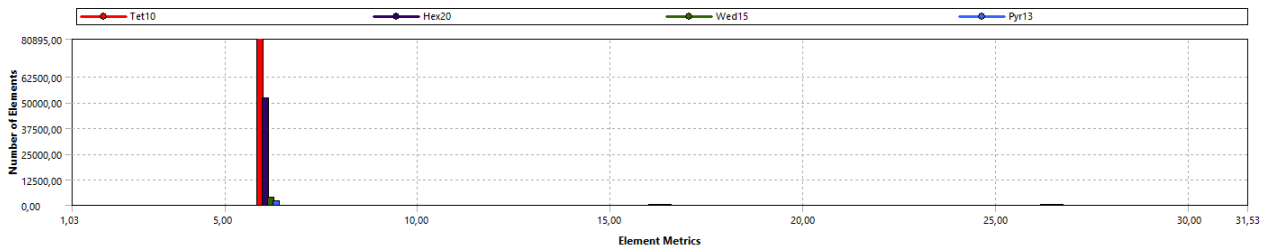


Рис. 10. Качество сетки Aspect Ratio

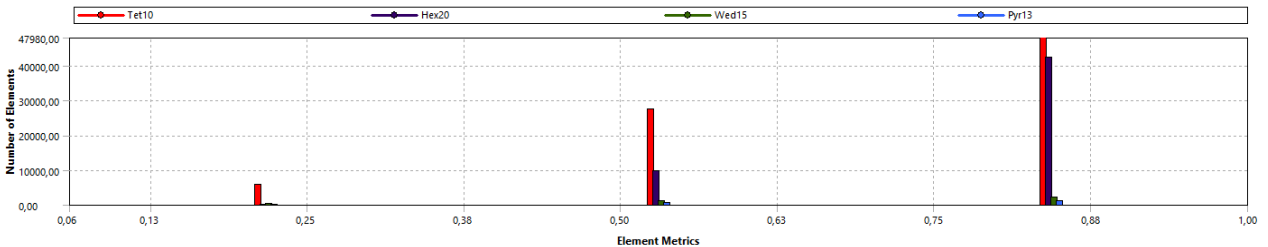


Рис. 11. Качество сетки Element Quality

График сходимости, при температуре термостабилизированной поверхности минус 5 °С и тепловыделении ЭРИ 20 Вт, представлен на рисунке 12.

Heat Convergence

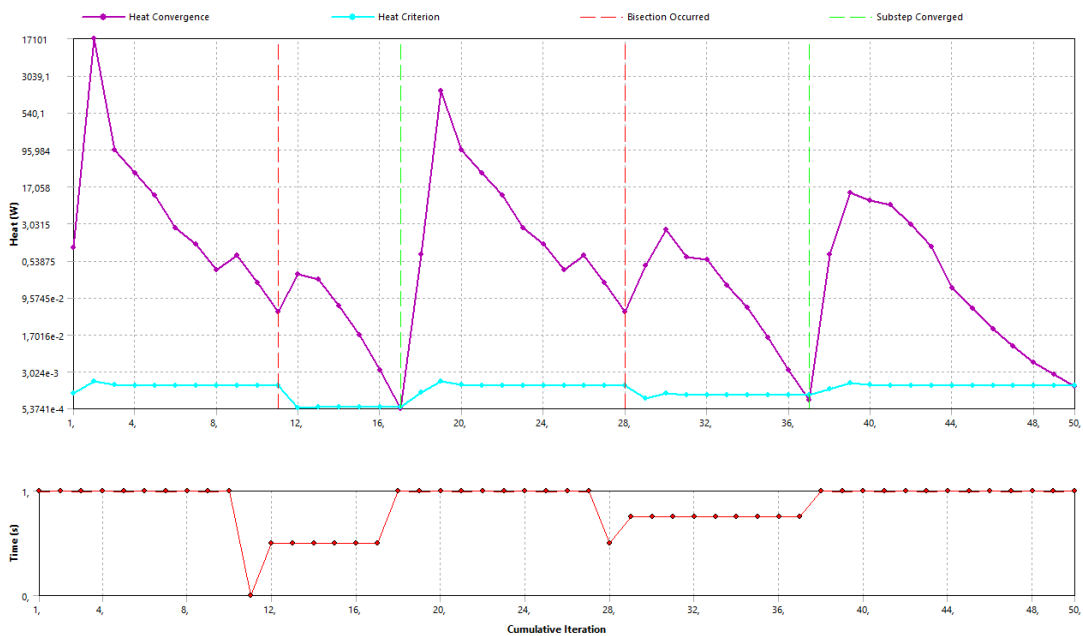


Рис. 12. График сходимости

Результаты моделирования СТТ в ANSYS представлены на рисунках 13, 14.

Площадь поперечного сечения газового канала составляет $\approx 7,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. В адиабатической зоне ТТ тепловой поток распределен равномерно по поперечной площади сечения газового канала ТТ. СИА ANSYS Workbench позволяет контролировать плотность теплового потока. Согласно расчету (рис. 14а), тепловой поток на ровных участках адиабатической зоны составляет $\approx 2,7 \text{ МВт/м}^2$ (Вт/мм^2), соответственно через газовый канал суммарно проходит $7,5 \cdot 2,7 \approx 20 \text{ Вт}$, т.е. тепловая мощность полностью передается через газовые каналы СТТ.

Расчетные значения температуры корпуса СТТ во всем диапазоне рабочих температур в достаточной степени коррелируются с результатами натурального эксперимента с СТТ, что позволяет добавлять модель СТТ в сложные трехмерные модели РЭА КА.

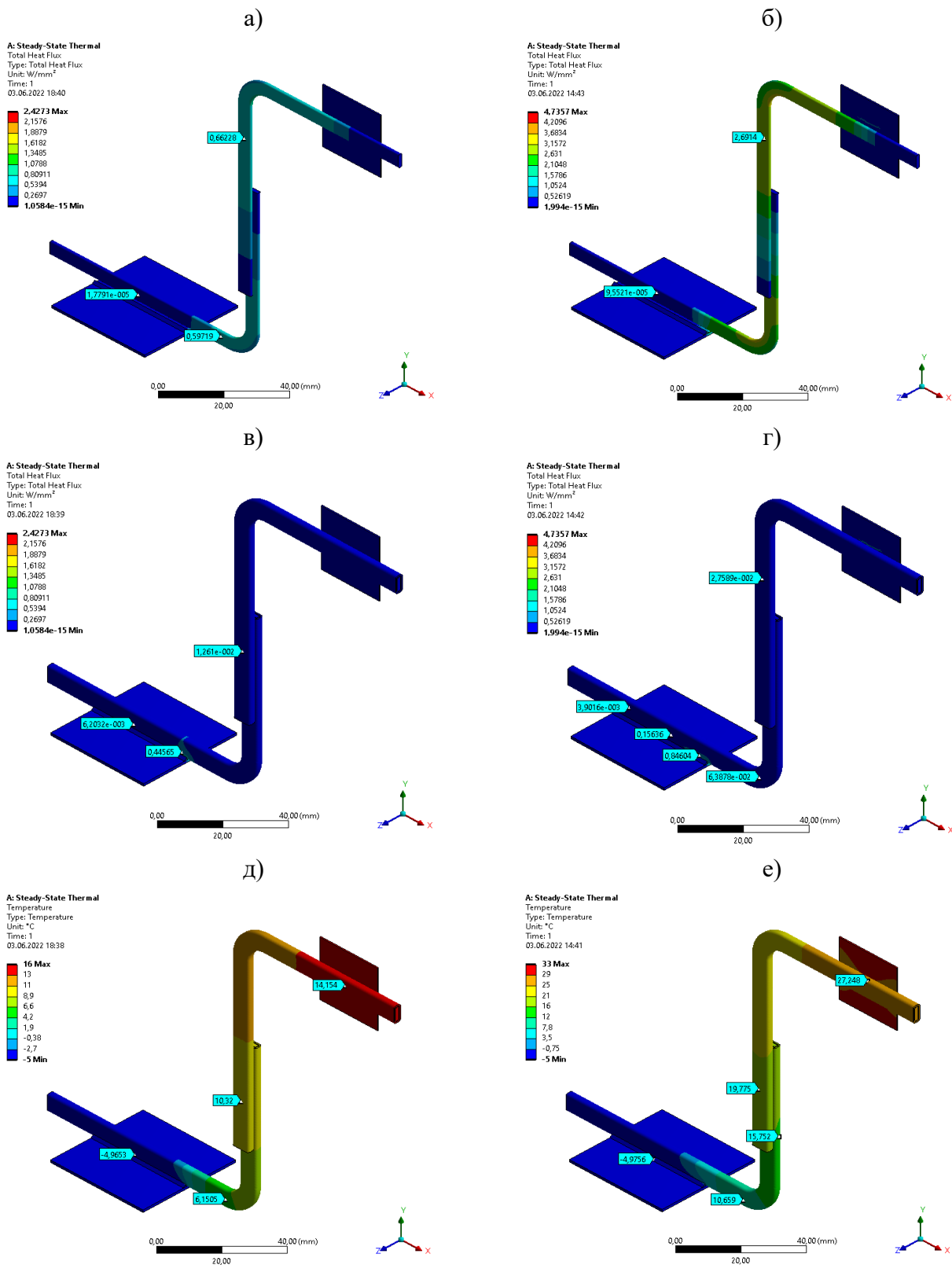


Рис. 13. Результаты численного расчета СТТ в ANSYS (температура термостабилизированной поверхности минус 5 °С), где: а) значение теплового потока в газовых каналах СТТ при тепловой мощности 5 Вт; б) то же в газовых каналах СТТ при тепловой мощности 20 Вт; в) то же на корпусе СТТ при тепловой мощности 5 Вт; г) то же на корпусе СТТ при тепловой мощности 20 Вт; д) распределение температуры по корпусу ТТ при тепловой мощности 5 Вт; е) распределение температуры по корпусу ТТ при тепловой мощности 20 Вт

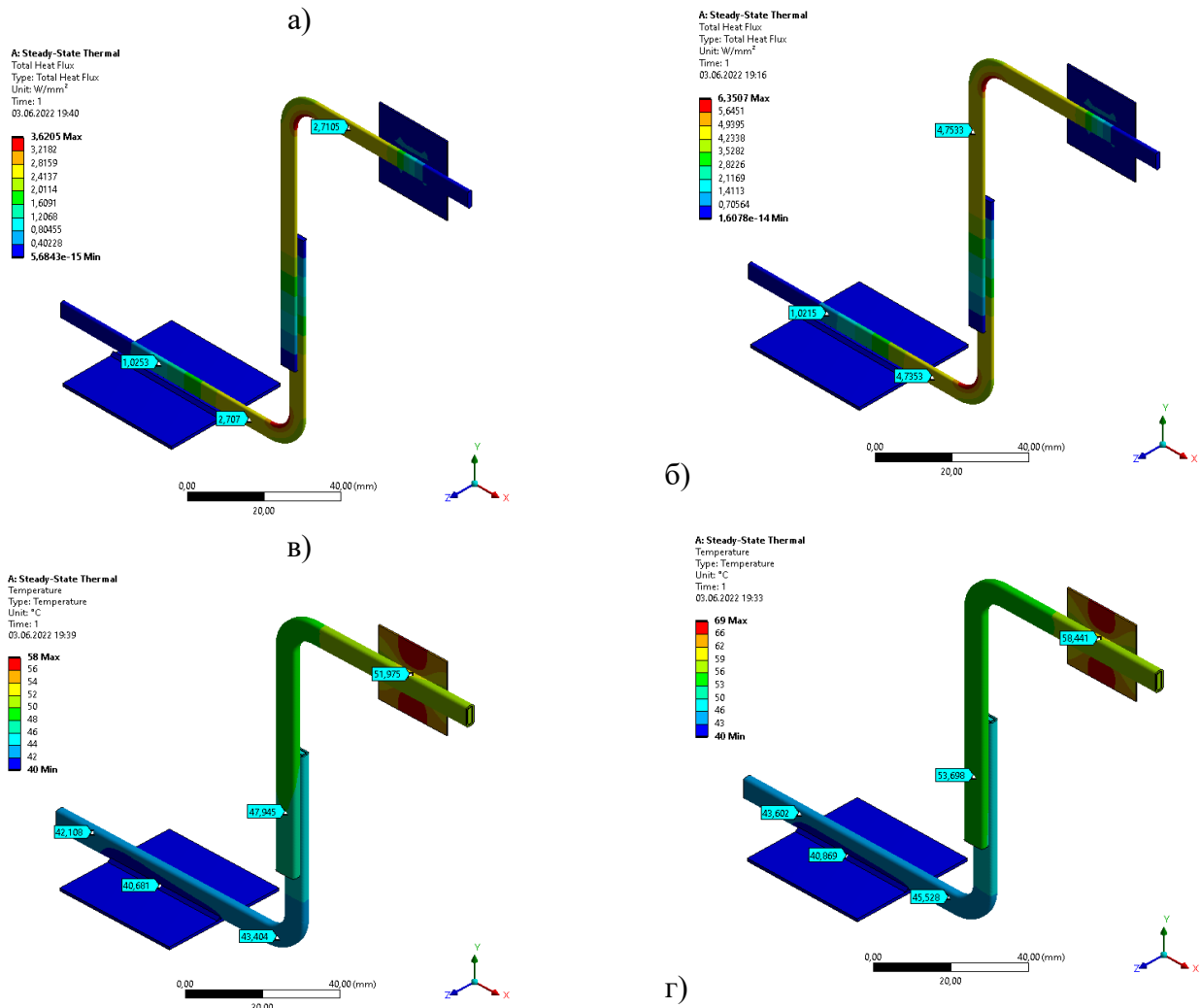


Рис. 14. Результаты численного расчета СТТ в ANSYS (температура термостабилизированной поверхности 40 °С), где: а) значение теплового потока в газовых каналах СТТ при тепловой мощности 20 Вт; б) то же в газовых каналах СТТ при тепловой мощности 35 Вт; в) распределение температуры по корпусу ТТ при тепловой мощности 20 Вт; г) распределение температуры по корпусу ТТ при тепловой мощности 35 Вт

Численный эксперимент СТТ в ANSYS (модуль РЭА). Внешний вид трехмерной модели модуля РЭА представлен на рисунке 15. Алюминиевая несущая конструкция толщиной 10^{-3} м с теплопроводностью 120 Вт/(м·°С). К поверхности несущей конструкции приклеена печатная плата толщиной 10^{-3} м с теплопроводностью 0,3 Вт/(м·°С). На поверхности печатной платы находятся ЭРИ.

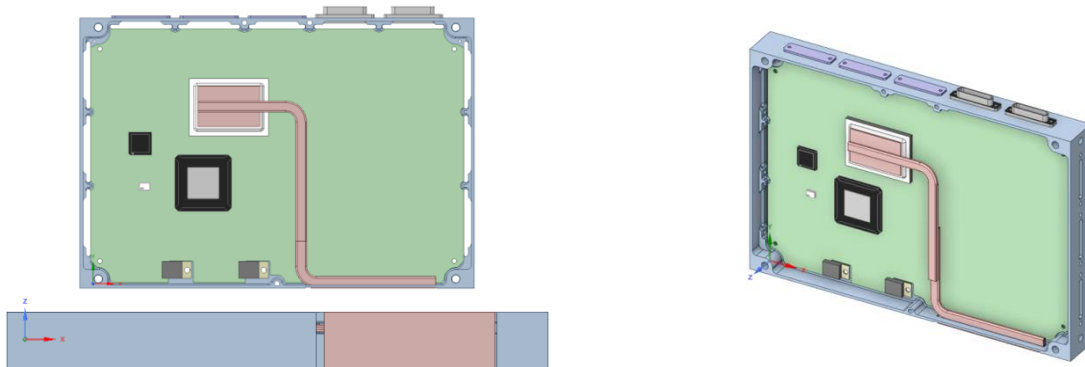


Рис. 15. Трехмерная модель модуля РЭА с СТТ

Модуль РЭА устанавливается на термостабилизированную поверхность, тепловыделение ЭРИ соответствует рисунку 16. Тепловая мощность ЭРИ распределяется между алюминиевой несущей конструкцией и СТТ.

Согласно расчету (рис. 17а), тепловой поток на ровных участках адиабатической зоны СТТ составляет $\approx 2,62 \text{ МВт/м}^2$ (Вт/мм^2), соответственно, через газовые каналы СТТ суммарно проходит $7,5 \cdot 2,62 \approx 19,6 \text{ Вт}$. Температура ЭРИ с тепловыделением 20 Вт охлаждаемого СТТ не превышает $48 \text{ }^\circ\text{C}$ при температуре термостабилизированной поверхности $40 \text{ }^\circ\text{C}$.

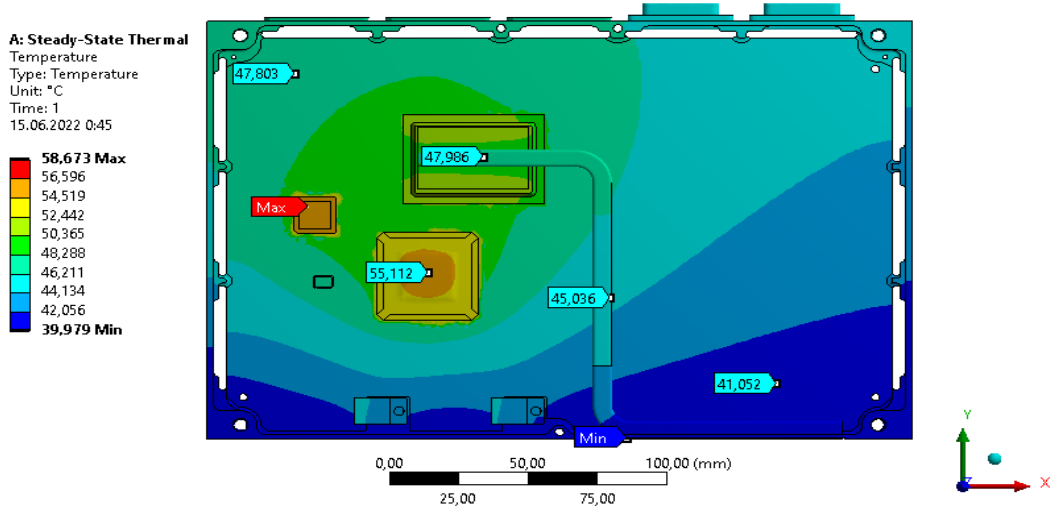
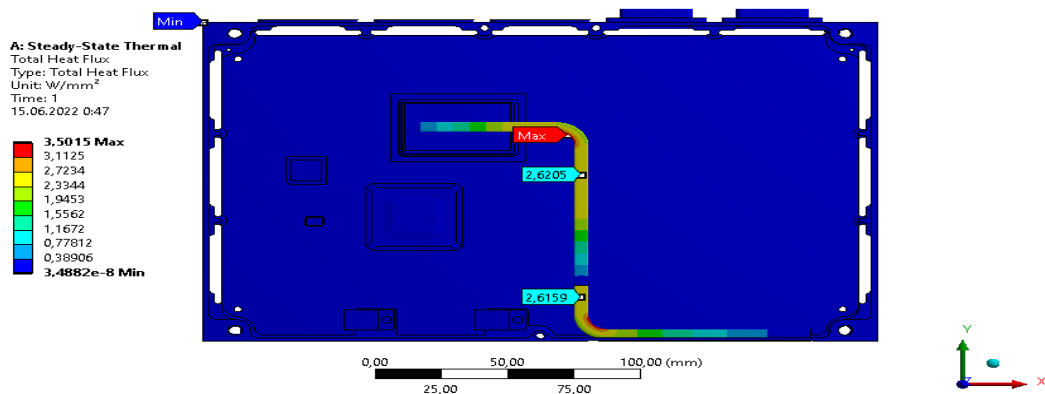


Рис. 16. Граничные условия для модуля РЭА

а)



б)

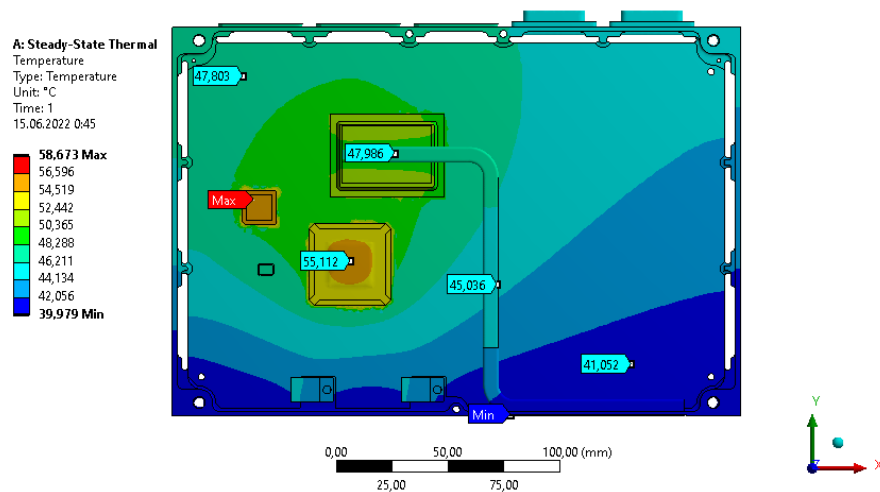


Рис. 17. Результаты численного расчета модуля РЭА с СТТ в ANSYS (температура термостабилизированной поверхности $40 \text{ }^\circ\text{C}$), где: а) распределение теплового потока; б) распределение температуры

Заключение. Представленные в статье результаты работы позволяют оптимально решать многие инженерные задачи, связанные с передачей тепловой мощности с минимальными потерями, охлаждением и термостатированием или термостабилизацией различных объектов, использующихся как на Земле, так и в космическом пространстве. На основе полученных данных можно сформулировать основные выводы:

1) создана новая математическая модель комплексной оптимизации массогабаритных характеристик СТТ во всем диапазоне рабочих температур РЭА.

2) установлены предельные значения отводимой тепловой мощности одиночной ТТ, двухуровневой СТТ в условиях гравитационного поля. Согласно экспериментальным данным СТТ способна отводить 961 Вт/кг с высоты 0,11 м при температуре минус 5 °С, 1346 Вт/кг при температуре 40 °С.

Список источников

1. Faghri A., Heat Pipes: Review, opportunities and challenges. *Frontiers in heat pipes (FHP)*, 2014, DOI:10.5098/fhp.5.1.
2. Groll M., Schneider M., Sartre V., Zaghdoudi M.C., Lallemand M. Thermal control of electronic equipment by heat pipes. *Revue générale de thermique*, 1998, no. 37, pp. 323-352, DOI: 10.1016/S0035-3159(98)80089-5.
3. Chen X., Ye H., Fan X., Ren T., Zhang G. A review of small heat pipes for electronics, *Applied Thermal Engineering*, 2016. no. 96, pp. 1-17, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2015.11.048.
4. Vasiliev L.L. Micro and miniature heat pipes – electronic components cooler. *Proceedings of the VI Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators”*, Minsk, Belarus, 2005, pp. 74-76.
5. Weibel J.A., Garimella S.V. Recent advances in vapor chamber transport characterization for high heat flux applications. *Advances in heat transfer*, 2013, vol. 45, pp. 209-301, DOI: 10.1016/B978-0-12-407819-2.00004-9.
6. Mochizuki M., Nguyen T. Review of various thin heat spreader vapor chamber designs, performance, lifetime reliability and application. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 2019, pp. 13-12, DOI: 10.5098/hmt.13.12.
7. Hopkins R., Faghri A., Khrustalev D. Flat miniature heat pipes with micro capillary grooves. *Journal of heat and mass transfer*, 1999, vol. 121, pp. 102-109, DOI:10.1115/1.2825922.
8. Rullière R., Lefèvre F., Lallemand M. Prediction of the maximum heat transfer capability of two-phase heat spreaders – experimental validation. *International journal of heat and mass transfer*, 2007, vol. 50, pp. 1255-1262, DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.09.015.
9. Zaghdoudi M.C., Maalej S., Mansouri J., Sassi M.B.H. Flat miniature heat pipes for electronics cooling: state of the art, experimental and theoretical analysis. *International journal of applied science and engineering*. 7:3, 2011, DOI:10.5281/zenodo.1075140.
10. Wang Y., Peterson G.P. Investigation of a novel flat heat pipe. *Journal of heat transfer*, 2005, vol. 127, pp. 165-170, DOI:10.1115/1.1842789.
11. Lefevre F., Conrardy J-B., Raynaud M., Bonjour J. Experimental investigations of flat plate heat pipes with screen meshes or grooves covered with screen meshes as capillary structure. *Applied thermal engineering*, 2012, vol. 37, pp. 95-102, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.11.022.
12. Lu L., Li J. Managing high heat flux up to 500 W/cm² through an ultra-thin flat heat pipe with superhydrophilic wick. *Applied thermal engineering*, 2017, vol. 122, pp. 593-600, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2017.05.050.
13. Tang H., Tang Y., Wan Z., Li J., Yuan W., Lu L., Li Y., Tang K. Review of applications and developments of ultra-thin micro heat pipes for electronic cooling. *Applied energy*, 2018, vol. 223, pp. 383-400, DOI:10.1016/j.apenergy.2018.04.072.
14. Boukhanouf R., Haddad A., North M.T., Buffone C. Experimental investigation of a flat plate heat pipe performance using IR thermal imaging camera. *Applied thermal engineering*, 2006, vol. 26, pp. 2148-2156, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2006.04.002.
15. Zhu M., Huang J., Song M., Hu Y. Thermal performance of a thin flat heat pipe with grooved porous structure. *Applied thermal engineering*, 2020, vol. 173, pp. 115-215, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2020.115215.
16. Li J., Lu L. Experimental studies on a novel thin flat heat pipe heat spreader. *Applied thermal engineering*, 2016, vol. 93, pp. 139-146, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2015.09.038.
17. Деревянко В.А. Плоские тепловые трубы для отвода тепла от электронной аппаратуры в космических аппаратах / В.А. Деревянко, Д.А. Нестеров, В.Е. Косенко и др. // *Вестник СибГАУ*, 2013. – № 6(52). – С. 111-116.

18. Lia Y., Zhoua W., Li Z., Chen Z., Gan Y. Experimental analysis of thin vapor chamber with composite wick structure under different cooling conditions. Applied thermal engineering, 2019, vol. 156, pp. 471-484, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2019.04.094.
19. Velardo J., Date A., Singh R., Nihila J., Date A., Long T. Phan, Takahashi M. Experimental investigation of a vapour chamber heat spreader with hybrid wick structure. International journal of thermal sciences, 2019, vol. 140, pp. 28-35, DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.009.
20. Mizuta K., Fukunaga R., Fukuda K., Nii S., Asano T., Development and characterization of a flat laminate vapor chamber. Applied thermal engineering, 2016, vol. 104, pp. 461-471, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2016.05.080.
21. Yang T., Gao T., Zhao S.L., Zhang M.J., Liu Z., Yan Y.X. Research on ground and space flight tests of a new type of ceramic wick flat capillary pump. Joint 20th International heat pipe conference & 14th International heat pipe symposium, Gelendzhik, Russia, 7-10 Sept., 2021.
22. Derevyanko V., Nesterov D., Matrenin V., Suntsov S. The results of mathematical modeling and experimental investigations of the flat heat pipes. Proceeding of the 15th International heat pipe conference. Clemson, SC, USA. April 25-30, 2010.
23. Denis Nesterov, Gennady Dmitriev. Investigation of loop heat pipe oscillating behavior using numerical simulation. Heat pipe science and technology, 2015, vol. 6, issue 1-2, pp. 25-49.
24. Нестеров Д.А. Программный комплекс теплового моделирования бортовой радиоэлектронной аппаратуры с плоскими тепловыми трубами / Д.А. Нестеров, В.В. Деревянко, С.Б. Сунцов // Материалы XX Юбилейной международной научно-практической конференции Решетневские чтения, Красноярск, 09-12 ноября 2016, – С. 236-238. – ISSN 1990-7702.
25. Сунцов С.Б. Эффективность использования гипертеплопроводящих секций на космических аппаратах информационного обеспечения / С.Б. Сунцов, Д.А. Нестеров, Н.Ю. Соколов // Научные технологии, 2017. – Т. 18. – № 12. – С. 54-58.
26. Кулагин В.А. Численное исследование характеристик тепловых труб в составе радиоэлектронного оборудования космических аппаратов / В.А. Кулагин, Н.Ю. Соколов // Журнал Сибирского федерального университета. Техника и технологии, 2015. – № 8(6). – С. 769-773. DOI: 10.17516/1999-494X-2015-8-6-769-773.
27. Кулагин В.А. Математическое моделирование режимов работы тепловых труб в составе радиоэлектронного оборудования космических аппаратов / В.А. Кулагин, Н.Ю. Соколов // Безопасность и живучесть технических систем: Матер. и докл. V Всерос. Конф.: в 3 т. (Красноярск, 12–16 октября 2015 г.). Красноярск: Сибирский Федеральный Университет, 2015. т. 2. – С. 6-10.
28. Кулагин В.А. Улучшение теплофизических характеристик тепловых труб. / В.А. Кулагин, Н.Ю. Соколов // Журнал Сибирского федерального университета. Техника и технологии, 2017. – № 10(3), – С. 372-376. DOI: 10.17516/1999-494X-2017-10-3-372-376.
29. Кулагин В.А. Физико-математическое моделирование предельных характеристик системы тепловых труб в составе радиоэлектронного оборудования космических аппаратов / В.А. Кулагин, Н.Ю. Соколов // Безопасность и мониторинг техногенных и природных систем: Матер. и докл. VI Всерос. конф. (Красноярск, 18–21 сент. 2018 г.), Красноярск: СФУ, 2018. – С. 205-210.
30. Соколов Н.Ю. Система тепловых труб в составе радиоэлектронного оборудования космического аппарата. / Н.Ю. Соколов, В.А. Кулагин, Д.А. Нестеров, // Журнал Сибирского федерального университета. Техника и технологии, 2021. – № 14(4). – С. 363-377. DOI: 10.17516/1999-494X-0317.
31. Соколов Н.Ю. Математическое моделирование и оптимизация систем тепловых труб / Н.Ю. Соколов, В.А. Кулагин, Д.А. Нестеров // Журнал Сибирского федерального университета. Техника и технологии, 2021. – № 14(7). – С. 860-879. DOI: 10.17516/1999-494X-0352.
32. Kulagin V.A., Sokolov N.Y. Improvement of heat pipe systems for cooling electronic equipment. AIP Conference proceedings 2528, 020022 (2022). DOI: /10.1063/5.0107183.
33. Дан П.Д. Тепловые трубы / П.Д. Дан, Д.А. Рей // М.: Энергия, 1979. – 272 с.
34. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов / А.А. Алямовский // М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.
35. Бруйка В.А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench / В.А. Бруйка, В.Г. Фокин, Е.А. Солдусова и др. // Самара: СамГТУ, 2010. – 271 с.

Кулагин Владимир Алексеевич. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теплотехники и гидрогазодинамики СФУ, специалист в области гидродинамики больших скоростей и теплофизики. AuthorID: 360076, SPIN: 2418-4408, ORCID: 0000-0002-5433-7579, v.a.kulagin@mail.ru, 660074, г. Красноярск, ул. Ак. Куренского 5А-58, Россия.

Соколов Никита Юрьевич. Инженер-конструктор 1 категории; АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М.Ф. Решетнёва, аспирант кафедры теплотехники и гидрогазодинамики СФУ. AuthorID: 1003951, SPIN: 7518-7957, nikita436@gmail.com, 660074, г. Красноярск, ул. Ак. Киренского, д. 24, Россия.

UDC 621.565.83:629.7

DOI: 10.38028/ESI.2022.28.4.004

Numerical and physical modeling of the operation of a heat pipe system for heat removal from radio-electronic equipment for various purposes

Nikita Yu. Sokolov¹, Vladimir A. Kulagin²

¹ JSC Information Satellite Systems Reshetnev,
Russia, Zheleznogorsk nikita436@gmail.com

²Siberian Federal University,
Russia, Krasnoyarsk, v.a.kulagin@mail.ru

Abstract. A new mathematical model of a system of cylindrical heat pipes with a composite wick is presented. The results of numerical modeling and experimental studies of a heat pipe system (SHP) to ensure the removal of a given thermal power from radio-electronic equipment for various purposes are presented, and its minimum mass is determined. The limiting values of the removed thermal power of a single heat pipe, a two-level CTT under the conditions of a gravitational field are established. According to experimental data, the STT is capable of removing 667 W/kg from a height of 0.11 m at a temperature of minus 5 °C, 910 W/kg at a temperature of plus 40 °C. The presented results of the work make it possible to optimally solve many engineering problems related to the transfer of thermal power with minimal losses, cooling and temperature control or thermal stabilization of various objects used both on Earth and in outer space.

Keywords: cylindrical heat pipe, heat pipe system, cooling of electronic equipment, high thermal power density

References

1. Faghri A., Heat Pipes: Review, opportunities and challenges. *Frontiers in heat pipes (FHP)*, 2014, DOI:10.5098/fhp.5.1.
2. Groll M., Schneider M., Sartre V., Zaghdoudi M.C., Lallemand M. Thermal control of electronic equipment by heat pipes. *Revue générale de thermique*, 1998, no. 37, pp. 323-352, DOI: 10.1016/S0035-3159(98)80089-5.
3. Chen X., Ye H., Fan X., Ren T., Zhang G. A review of small heat pipes for electronics, *Applied Thermal Engineering*, 2016. no. 96, pp. 1-17, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2015.11.048.
4. Vasiliev L.L. Micro and miniature heat pipes – electronic components cooler. *Proceedings of the VI Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators”*, Minsk, Belarus, 2005, pp. 74-76.
5. Weibel J.A., Garimella S.V. Recent advances in vapor chamber transport characterization for high heat flux applications. *Advances in heat transfer*, 2013, vol. 45, pp. 209-301, DOI: 10.1016/B978-0-12-407819-2.00004-9.
6. Mochizuki M., Nguyen T., Review of various thin heat spreader vapor chamber designs, performance, lifetime reliability and application. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 2019, pp. 13-12, DOI: 10.5098/hmt.13.12.
7. Hopkins R., Faghri A., Khrustalev D. Flat miniature heat pipes with micro capillary grooves. *Journal of heat and mass transfer*, 1999, vol. 121, pp. 102-109, DOI:10.1115/1.2825922.
8. Rullière R., Lefèvre F., Lallemand M. Prediction of the maximum heat transfer capability of two-phase heat spreaders – experimental validation. *International journal of heat and mass transfer*, 2007, vol. 50, pp. 1255-1262, DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.09.015.
9. Zaghdoudi M.C., Maalej S., Mansouri J., Sassi M.B.H. Flat miniature heat pipes for electronics cooling: state of the art, experimental and theoretical analysis. *International journal of applied science and engineering*. 7:3, 2011, DOI:10.5281/zenodo.1075140.
10. Wang Y., Peterson G.P. Investigation of a novel flat heat pipe. *Journal of heat transfer*, 2005, vol. 127, pp. 165-170, DOI:10.1115/1.1842789.
11. Lefevre F., Conrardy J-B., Raynaud M., Bonjour J. Experimental investigations of flat plate heat pipes with screen meshes or grooves covered with screen meshes as capillary structure. *Applied thermal engineering*, 2012, vol. 37, pp. 95-102, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.11.022.

12. Lu L., Li J. Managing high heat flux up to 500 W/cm² through an ultra-thin flat heat pipe with superhydrophilic wick. *Applied thermal engineering*, 2017, vol. 122, pp. 593-600, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2017.05.050.
13. Tang H., Tang Y., Wan Z., Li J., Yuan W., Lu L., Li Y., Tang K. Review of applications and developments of ultra-thin micro heat pipes for electronic cooling. *Applied energy*, 2018, vol. 223, pp. 383-400, DOI:10.1016/j.apenergy.2018.04.072.
14. Boukhanouf R., Haddad A., North M.T., Buffone C. Experimental investigation of a flat plate heat pipe performance using IR thermal imaging camera. *Applied thermal engineering*, 2006, vol. 26, pp. 2148-2156, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2006.04.002.
15. Zhu M., Huang J., Song M., Hu Y. Thermal performance of a thin flat heat pipe with grooved porous structure. *Applied thermal engineering*, 2020, vol. 173, pp. 115-215, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2020.115215.
16. Li J., Lu L. Experimental studies on a novel thin flat heat pipe heat spreader, *Applied thermal engineering*, 2016, vol. 93, pp. 139-146, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2015.09.038.
17. Derevyanko V.A., Nesterov D.A., Kosenko V.Ye. Ploskiye teplovyye trubyy dlya otvoda tepla ot elektronnoy apparatury v kosmicheskikh apparatakh [Flat heat pipes for heat removal from electronic equipment in space vehicles]. *Vestnik SibGAU [Bulletin of the SibSAU]*, 2013, 6(52), pp. 111-116.
18. Lia Y., Zhoua W., Li Z., Chen Z., Gan Y. Experimental analysis of thin vapor chamber with composite wick structure under different cooling conditions. *Applied thermal engineering*, 2019, vol. 156, pp. 471-484, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2019.04.094.
19. Velardo J., Date A., Singh R., Nihila J., Date A., Long T. Phan, Takahashi M. Experimental investigation of a vapour chamber heat spreader with hybrid wick structure. *International journal of thermal sciences*, 2019, vol. 140, pp. 28-35, DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.009.
20. Mizuta K., Fukunaga R., Fukuda K., Nii S., Asano T., Development and characterization of a flat laminate vapor chamber. *Applied thermal engineering*, 2016, vol. 104, pp. 461-471, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2016.05.080.
21. Yang T., Gao T., Zhao S.L., Zhang M.J., Liu Z., Yan Y.X. Research on ground and space flight tests of a new type of ceramic wick flat capillary pump. *Joint 20th International heat pipe conference & 14th International heat pipe symposium, Gelendzhik, Russia, 7-10 Sept., 2021.*
22. Derevyanko V., Nesterov D., Matrenin V., Suntsov S. The results of mathematical modeling and experimental investigations of the flat heat pipes. *Proceeding of the 15th International heat pipe conference. Clemson, SC, USA. April 25-30, 2010.*
23. Denis Nesterov, Gennady Dmitriev. Investigation of loop heat pipe oscillating behavior using numerical simulation, *Heat Pipe Science and Technology, An International Journal*, 2015, vol. 6, issue 1-2, pp. 25-49.
24. Nesterov D.A., Derevyanko V.V., Suntsov S.B. Programmnyy kompleks teplovogo modelirovaniya bortovoy radioelektronnoy apparatury s ploskimi teplovymi trubami [Tech. Software complex for thermal modeling of on-board radio-electronic equipment with flat heat pipes]. *Materialy XX YUbilejnoj mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii Reshetnevskie chteniya [Proceedings of the XX Anniversary International Scientific and Practical Conference Reshetnev Readings]*, Krasnoyarsk, November 09–12, 2016, pp. 236-238, ISSN 1990–7702.
25. Suntsov S.B., Nesterov D.A., Sokolov N.Yu. Effektivnost' ispol'zovaniya giperteploprovodyashchikh sektsiy na kosmicheskikh apparatakh informatsionnogo obespecheniya [Efficiency of using hyperheat-conducting sections on information support spacecraft]. *Naukoemkie tekhnologii [Science Intensive Technologies]*, 2017, v. 18, no. 12, pp. 54-58.
26. Kulagin V.A., Sokolov N.Yu. Chislennoye issledovaniye kharakteristik teplovykh trub v sostave radioelektronnogo oborudovaniya kosmicheskikh apparatov [Numerical study of the characteristics of heat pipes as part of the radio-electronic equipment of spacecraft]. *Jurnal SibFU. Tekhnika i tekhnologii [Journal of SibFU. Engineering & Technologies]*, 2015, no. 8(6), pp. 769-773, DOI: 10.17516/1999-494X-2015-8-6-769–773.
27. Kulagin V.A., Sokolov N.Yu. Matematicheskoye modelirovaniye rezhimov raboty teplovykh trub v sostave radioelektronnogo oborudovaniya kosmicheskikh apparatov [Mathematical modeling of operating modes of heat pipes as part of radio-electronic equipment of spacecraft]. *Security and survivability of technical systems: Proceedings of the V All-Russian Conf.: in 3 volumes (Krasnoyarsk, October 12–16, 2015)*, Krasnoyarsk: SibFU, 2015, v. 2, pp. 6-10.
28. Kulagin V.A., Sokolov N.Yu. Uluchsheniye teplofizicheskikh kharakteristik teplovykh trub [Improving the thermophysical characteristics of heat pipes]. *Jurnal SibFU. Tekhnika i tekhnologii [Journal of SibFU. Engineering & Technologies]*, 2017, no. 10(3), pp. 372-376, DOI: 10.17516/1999-494X-2017-10-3-372-376.
29. Kulagin V.A., Sokolov N.Yu. Fiziko-matematicheskoye modelirovaniye predel'nykh kharakteristik sistemy teplovykh trub v sostave radioelektronnogo oborudovaniya kosmicheskikh apparatov [Physico-mathematical modeling of the limiting characteristics of a heat pipe system as part of the radio-electronic equipment of

- spacecraft]. Bezopasnost' i monitoring tekhnogennyh i prirodnyh sistem: Mater. i dokl. VI Vseros. konf. (Krasnoyarsk, 18–21 sent. 2018 g.) [Safety and monitoring of technogenic and natural systems: Proceedings of the VI All-Russian. conf. (Krasnoyarsk, Sept. 18-21, 2018)], Krasnoyarsk: SFU, 2018, pp. 205-210.
30. Sokolov N.Yu., Kulagin V.A., Nesterov D.A. Sistema teplovykh trub v sostave radioelektronnoho oborudovaniya kosmicheskogo apparata pipes Jurnal SibFU. Tekhnika i tekhnologii [Journal of SibFU. Engineering & Technologies], 2021, no. 14(4), pp. 363-377, DOI: 10.17516/1999-494X-0317.
31. Sokolov N.Yu., Kulagin V.A., Nesterov D.A. Matematicheskoye modelirovaniye i optimizatsiya sistem teplovykh trub [Mathematical modeling and optimization of heat pipe systems], Jurnal SibFU. Tekhnika i tekhnologii [Journal of SibFU. Engineering & Technologies], 2021, no. 14(7), pp. 860-879. DOI: 10.17516/1999-494X-0352.
32. Kulagin V.A., Sokolov N.Yu. Improvement of heat pipe systems for cooling electronic equipment. AIP Conference proceedings 2528, 020022 (2022), DOI: /10.1063/5.0107183.
33. Dan P.D., Rey D.A. Teplovyye truby [Heat pipes], M.: Energiya [Moscow, Energy], 1979, 272 p.
34. Alyamovskiy, A.A. SolidWorks/COSMOSWorks. Inzhenernyy analiz metodom konechnykh elementov [SolidWorks/COSMOSWorks. Engineering analysis by the finite element method]. M.: DMK Press [Moscow, DMK Press], 2004, 432 p.
35. Bruyaka V.A., Fokin V.G., Soldusova Ye.A. et al. Inzhenernyy analiz v ANSYS Workbench [Engineering Analysis with ANSYS Workbench]. Samara: SamGTU [Samara: SamSTU], 2010, 271 p.

Kulagin Vladimir Alekseevich. *Dr. tech. sciences, professor, head of the department of heat engineering and hydro-gas dynamics, Siberian Federal University, specialist in the field of high-velocity hydrodynamics and thermal physics, AuthorID: 360076, SPIN: 2418-4408, ORCID: 0000-0002-5433-7579, v.a.kulagin@mail.ru, 660074, Russia, Krasnoyarsk, st. Ak. Kirensky 5A-58.*

Sokolov Nikita Yurievich. *Design engineer of the 1st category; JSC "Information Satellite Systems" named after Academician M.F. Reshetnev, post-graduate student of the Department of Heat Engineering and Hydro-Gas Dynamics of the Siberian Federal University. AuthorID: 1003951, SPIN: 7518-7957, nikita436@gmail.com, 660074, Russia, Krasnoyarsk, st. Ak. Kirensky, 24.*

Статья поступила в редакцию 20.07.2022; одобрена после рецензирования 05.10.2022; принята к публикации 06.12.2022.

The article was submitted 07/20/2022; approved after reviewing 10/05/2022; accepted for publication 12/06/2022.