

УДК 536.2

Приближенный метод расчета теплового режима панельного холодильника-излучателя

С. Г. Черкасов, И. В. Лаптев

*Исследовательский центр им. М. В. Келдыша (ГНЦ ФГУП «Центр Келдыша»), Москва;
e-mail: sgcherkasov@yandex.ru, laptev.iv.kerc@gmail.com*

Поступила в редакцию 28.07.2017

Предложен приближенный метод расчета стационарного теплового режима панельного холодильника-излучателя с учетом продольных и поперечных температурных неоднородностей в трубе теплоносителя и излучающих ребрах и соответствующих неоднородностей в распределении лучистого теплового потока. Типичный панельный холодильник-излучатель в виде изогнутой трубки с излучающими ребрами, через которую принудительно прокачивается жидкий или газообразный теплоноситель, представляется прямолинейной трубой с равномерно подстыкованными к ней по углу ребрами. По мере продвижения вдоль трубы теплоноситель отдает тепло в окружающую конструкцию, откуда это тепло излучается в космос. Температура теплоносителя на выходе из панельного холодильника-излучателя меньше, чем на входе, и эта разность температуры определяет излучаемый интегральный тепловой поток. Для учета процесса теплообмена между теплоносителем и стенкой трубы введен коэффициент теплообмена, являющийся задаваемым параметром задачи. Условие сопряжения теплового потока и температуры в точке стыковки трубы и ребра, а также рассмотрение теплового баланса теплоносителя позволяют свести задачу к обыкновенному дифференциальному уравнению, описывающему динамику изменения температуры теплоносителя вдоль трубы. Предложенный метод может использоваться для определения линейных размеров панельного холодильника-излучателя с заданными характеристиками и требованиями по сбросу тепловой мощности. Проведенные расчеты теплового режима панельного холодильника-излучателя перспективного космического аппарата с ядерной энергоустановкой на борту продемонстрировали работоспособность предложенного метода. Показано, что в материале стенки трубы температурные перепады незначительны, а основные температурные неоднородности реализуются на ребре. Отклонения температуры места стыковки трубы и ребра от температуры теплоносителя в каждом сечении также незначительны, что подтверждает правомерность линеаризации, используемой в предложенном методе. Рассмотрено влияние различных приближений при оценке теплового состояния панельного холодильника-излучателя. Показано, что упрощенные расчеты, не учитывающие температурные неоднородности внутри конструкции панельного холодильника излучателя, могут приводить к существенным ошибкам в определении габаритов конструкции.

Ключевые слова: панельный холодильник-излучатель, теплоноситель, температурная неоднородность, тепловое излучение, излучающее ребро.

Введение

Панельный холодильник-излучатель как составная часть системы обеспечения теплового режима космического аппарата является наиболее часто используемым средством для сброса избыточного тепла в космическое пространство излучением [1]. Типичный панельный холодиль-

ник-излучатель представляет собой изогнутую трубку с излучающими ребрами, через которую принудительно прокачивается теплоноситель (рис. 1). По мере продвижения вдоль трубы теплоноситель отдает тепло в окружающую конструкцию холодильника-излучателя, откуда это тепло излучается в космос. Поэтому температура теплоносителя на выходе из холодильника-из-

лучателя меньше, чем на входе, и эта разность температуры связана простым соотношением с интегральным тепловым потоком, излучаемым панельным холодильником-излучателем. По этой причине задача определения интегрального лучистого теплового потока от холодильника-излучателя в космос эквивалентна задаче определения температуры теплоносителя на выходе из него.

При работе панельного холодильника-излучателя в элементах его конструкции устанавливается некоторое поле температуры, определяемое геометрическими характеристиками устройства, теплообменом жидкости со стенкой трубы, свойствами материала трубы и ребер. Расчет таких температурных полей в общем случае является довольно сложной задачей. Достаточно отметить, что при работе панельного холодильника-излучателя одновременно действуют все основные механизмы теплообмена: кондуктивный, конвективный и лучистый. Математически задача описывается системой уравнений, включающей обыкновенные дифференциальные уравнения и уравнения в частных производных, которые надо решать в сопряженной постановке с привлечением многомерных численных методов [2, 3].

С другой стороны, для предварительного определения габаритно-массовых характеристик панельного холодильника-излучателя на этапе проектирования космического аппарата требуется проведение сравнительного анализа множества различных вариантов его исполнения. Использование многомерных методов численного моделирования для параметрических или оптимизационных расчетов может потребовать больших временных затрат. Поэтому для оперативного качественного анализа характеристик панельного холодильника-излучателя и получения количественных оценок полезными могут оказаться и приближенные подходы. Данная работа является третьим и, в основном, завершающим этапом развития такого упрощенного подхода.

Основная физическая идея, на которой базируется предлагаемый метод расчета, состоит в следующем. Теоретически максимальный сброс тепла в космос соответствует случаю, когда в каждом поперечном сечении трубы теплоносителя температура излучающих поверхностей равна температуре теплоносителя в этом сечении. В реальном панельном холодильнике-излучателе из-за наличия тепловых сопротивлений переток тепла по конструкции температура излучаю-

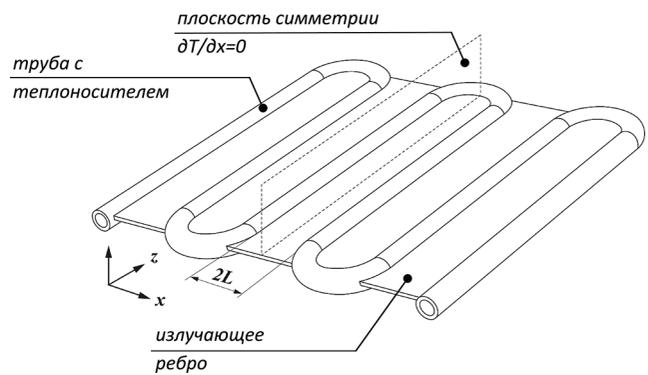


Рис. 1. Панельный холодильник-излучатель

щих поверхностей в любом поперечном сечении меньше местной температуры теплоносителя, т.е. имеются некоторые поперечные неоднородности температуры. Эти неоднородности снижают эффективность сброса тепла и их необходимо учитывать. Поскольку лучистый тепловой поток пропорционален четвертой степени температуры, то при увеличении поперечных температурных неоднородностей эффективность сброса тепла посредством излучения падает очень быстро. Поэтому для практики интересны только такие варианты конструкции, когда поперечные температурные неоднородности малы по сравнению с уровнем абсолютной температуры в данном сечении. Это допущение и положено в основу изложенного ниже приближенного метода расчета температурных полей в панельном холодильнике-излучателе.

На первом этапе [4] анализировалось излучение отдельного одиночного ребра, контактирующего с трубкой теплоносителя. Было выявлено, что в условиях, характерных для ребер панельного холодильника-излучателя, задачу можно упростить и получить аналитическое решение для распределения температуры по ребру и простую алгебраическую формулу, выражающую интегральный тепловой поток, излучаемый ребром, через температуру T_0 в месте контакта ребра с трубкой теплоносителя. При этом предполагалось, что температура T_0 равна температуре теплоносителя внутри трубки.

Необходимо отметить, что в [4] задача рассматривалась в одномерной постановке ($T_0 = \text{const}$), что соответствует не всему панельному холодильнику-излучателю, а только его короткому участку, на котором охлаждение теплоносителя по длине трубки пренебрежимо мало. Поскольку решение полной задачи в таком предположении не пред-

ставляет особого интереса для практики, на втором этапе [5] была разработана методика расчета, в которой считается, что температура основания излучающего ребра T_0 по-прежнему равна температуре теплоносителя внутри трубы, но теперь эта температура меняется по длине трубы. При этом температура T_0 становится уже не заданной, а заранее неизвестной величиной, которая вычисляется в процессе решения задачи из условий сопряжения температурных полей в трубе и излучающем ребре.

Методика [5] не учитывает два фактора, которые, при некоторых условиях, могут заметно повлиять на результат. Во-первых, предполагается, что излучающими поверхностями являются только ребра, тогда как в действительности внешняя поверхность трубы также излучает тепло в космос. Во-вторых, пренебрегается отличием температуры основания ребра T_0 от температуры теплоносителя в трубе. В данной работе предложена модифицированная методика расчета, учитывающая эти эффекты.

Общая постановка задачи

Целью работы является создание приближенной методики расчета стационарного теплового режима типового панельного холодильника-излучателя с учетом продольных и поперечных температурных неоднородностей в трубе теплоносителя и излучающих ребрах и соответствующих неоднородностей в распределении лучистого теплового потока.

Рассмотрим стационарный тепловой режим типового фрагмента холодильника-излучателя, который включает в себя прямолинейный круглый трубопровод и m ребер постоянной ширины L , равномерно пристыкованных к трубе по углу (рис. 2). Внутри трубы в направлении оси z течет теплоноситель (для определенности будем считать теплоноситель жидким) с заданным рас-

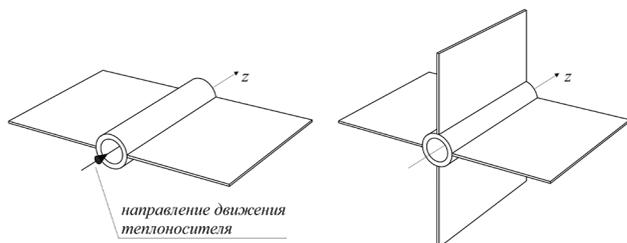


Рис. 2. Элемент панельного холодильника-излучателя ($m=2$ – слева, $m=4$ – справа)

ходом G и теплоемкостью c . Тепло от жидкости поступает в стенку трубы. Часть этого тепла излучается с ее внешней поверхности, другая – поступает в ребро посредством теплопроводности. Коэффициент теплообмена между теплоносителем и стенкой трубы α считаем заданным. Будем рассматривать задачу в приближении, когда температура теплоносителя и элементов конструкции в продольном направлении (вдоль оси z) меняется медленнее, чем в поперечном направлении. Как правило, это приближение в условиях работы панельного холодильника-излучателя выполняется.

Помимо прямой задачи – расчета теплового режима холодильника-излучателя по заданным габаритам, практический интерес представляет обратная задача – определение габаритов теплообменника, позволяющего сбросить заданную тепловую мощность N . В рассмотренной постановке это эквивалентно задаче определения длины трубопровода H (в направлении оси z), на которой температура теплоносителя падает от начальной температуры $T_{ж0}$ до конечной температуры $T_{жH}$, определяемой из интегрального теплового баланса:

$$N = Gc(T_{ж0} - T_{жH}).$$

Тепловое состояние стенки трубопровода

Рассмотрим в некотором поперечном сечении z элемент стенки трубы, начинающийся в месте стыковки ребра и трубопровода, где температура равна $T_0(z)$, и заканчивающийся в плоскости симметрии между двумя соседними ребрами (рис. 3). Пренебрегая кривизной стенки трубы и используя приближение термически тонкой стенки [2], запишем уравнение теплопроводности для этого элемента стенки в виде:

$$\lambda_T \delta_T \frac{d^2 T}{dx^2} + \alpha(T_{ж} - T) = \varepsilon_T \sigma T^4, \quad (1)$$

где T – температура стенки трубы; $T_{ж} = T_{ж}(z)$ – температура теплоносителя в данном сечении трубы; σ – постоянная Стефана-Больцмана; λ_T и ε_T – коэффициент теплопроводности и степень черноты материала трубы; δ_T – толщина стенки трубы, связанная с наружным и внутренним диаметрами соотношением $\delta_T = (D_{нар} - D_{внт})/2$; α – коэффициент теплообмена между теплоносителем и стенкой трубы.

Граничные условия для уравнения (1) запишутся в виде:

$$\begin{aligned} T|_{x=0} &= T_0, \\ \frac{\partial T}{\partial x}|_{x=l} &= 0, \quad l = \frac{\pi D}{2m}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $D = (D_{\text{нар}} + D_{\text{внт}})/2$ – средний диаметр трубы.

Будем рассматривать случай, когда температура стенки трубы мало отличается от температуры теплоносителя. Тогда

$$\frac{T_{\text{ж}} - T}{T_{\text{ж}}} \ll 1, \quad T^4 \approx T_{\text{ж}}^4 \left(1 - 4 \frac{T_{\text{ж}} - T}{T_{\text{ж}}} \right). \quad (3)$$

Используя (3), можно преобразовать задачу (1), (2) к виду:

$$\frac{d^2}{dy^2} (T - T_{\text{ж}} + a) = T - T_{\text{ж}} + a, \quad (4)$$

$$T|_{y=0} = T_0, \quad \frac{\partial T}{\partial y}|_{y=l/b} = 0, \quad (5)$$

$$y = \frac{x}{b}, \quad b = \left(\frac{\lambda_r \delta_r}{\alpha + 4\epsilon_r \sigma T_{\text{ж}}^3} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad a = \frac{\epsilon_r \sigma T_{\text{ж}}^4}{\alpha + 4\epsilon_r \sigma T_{\text{ж}}^3}.$$

Задача (4), (5) имеет следующее аналитическое решение:

$$T - T_{\text{ж}} + a = (T_0 - T_{\text{ж}} + a) \frac{e^y + e^{2l/b} e^{-y}}{1 + e^{2l/b}}. \quad (6)$$

Из (6) можно получить выражение для теплового потока, поступающего в ребро из рассматриваемого элемента стенки трубы:

$$Q_0^r = \lambda_r \delta_r \frac{dT}{dx}|_{x=0} = -\frac{\lambda_r \delta_r \text{th}(l/b)}{b} (T_0 - T_{\text{ж}} + a). \quad (7)$$

Тепловое состояние ребра

Рассмотрим стационарную одномерную задачу о распределении температуры в ребре постоянной толщины δ и ширины L (см. рис. 3). Температура ребра в месте контакта с трубой (на торце $x = 0$) равна T_0 , противоположный торец ребра ($x = L$) будем считать теплоизолированным. Пренебрегая зависимостью теплофизических свойств от температуры и используя приближение термически тонкой стенки, запишем уравнение теплопроводности и граничные условия для него в виде:

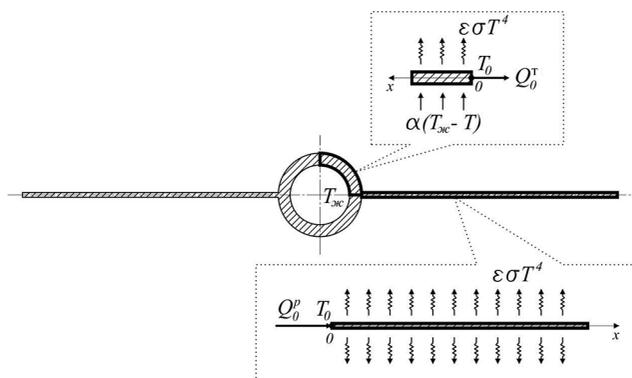


Рис. 3. Поперечное сечение трубопровода с излучающими ребрами ($m=2$)

$$\lambda \delta \frac{d^2 T}{dx^2} = n \epsilon \sigma T^4 - q_{\text{вн}}, \quad (8)$$

$$T|_{x=0} = T_0, \quad \frac{dT}{dx}|_{x=L} = 0, \quad (9)$$

где $T(x)$ – температура ребра; λ – коэффициент теплопроводности материала ребра; ϵ – степень черноты поверхности ребра; $q_{\text{вн}}$ – удельный тепловой поток падающего на ребро излучения.

Коэффициент $n = 1$, если ребро излучает с одной поверхности, и $n = 2$, если с обеих поверхностей.

Введем безразмерные переменные:

$$y = \frac{x}{M_x}, \quad d = \frac{L}{M_x}, \quad M_x = \left(\frac{\lambda \delta}{n \epsilon \sigma T_0^3} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad \theta = \frac{T}{T_0}, \quad q_* = \frac{q_s}{n \epsilon \sigma T_0^4}. \quad (10)$$

Тогда задача (8), (9) принимает следующий безразмерный вид:

$$\frac{d^2 \theta}{dy^2} = \theta^4 - q_*, \quad (11)$$

$$\theta|_{y=0} = 1, \quad \frac{d\theta}{dy}|_{y=d} = 0. \quad (12)$$

Задачу будем рассматривать в рамках асимптотики коротких ребер [4, 5], предполагающей, что температура ребра мало отличается от температуры на его торце. Тогда

$$\frac{T_0 - T(x)}{T_0} = 1 - \theta = \varphi \ll 1, \quad \theta^4 \approx 1 - 4\varphi. \quad (13)$$

Подставляя (13) в (11), (12), получим:

$$\frac{d^2 \varphi}{dy^2} = 4\varphi - 1 + q_*, \quad (14)$$

$$\varphi|_{y=0} = 0, \quad \left. \frac{d\varphi}{dy} \right|_{y=d} = 0. \quad (15)$$

Задача (14), (15) имеет следующее точное решение:

$$\varphi = \frac{(1-q_*)}{4} \left(1 - \frac{e^{2y} e^{-2d} + e^{-2y} e^{2d}}{e^{-2d} + e^{2d}} \right). \quad (16)$$

С учетом (13), (16), тепловой поток Q_0^p , поступающий в ребро (на единицу длины вдоль ребра) через торец с температурой T_0 , запишется в виде:

$$Q_0^p = -\lambda \delta \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = k_1 T_0^{5/2}, \quad (17)$$

$$k_1 = \frac{(1-q_*)}{2} (n\lambda\delta\varepsilon\sigma)^{1/2} \operatorname{th}(2d).$$

Рассмотрим типичный для панельного холодильника-излучателя случай $d \ll l$. Тогда, используя разложение в ряд Тейлора и формулы (10), из (17) можно получить:

$$Q_0^p = (1-q_*) n\varepsilon\sigma T_0^4 L \left(1 - \frac{4}{3} \frac{n\varepsilon\sigma T_0^3 L^2}{\lambda\delta} \right). \quad (18)$$

Сопряжение на границе стенки трубы и торца ребра

Будем считать, что тепло, поступающее в ребро в месте сопряжения его с трубопроводом, равно сумме тепловых потоков (7) с двух смежных участков трубы (рис. 4), т. е.

$$Q_0^p = 2Q_0^t. \quad (19)$$

Представим тепловой поток Q_0^t в виде:

$$Q_0^t = k_1 (T_0 - T_{ж}) + k_2, \quad (20)$$

где

$$k_1 = -\frac{\lambda_r \delta_r \operatorname{th}(l/b)}{b}, \quad k_2 = -\frac{a\lambda_r \delta_r \operatorname{th}(l/b)}{b}. \quad (21)$$

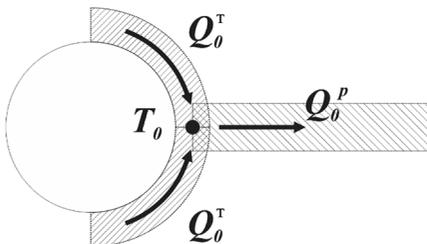


Рис. 4. Сопряжение на границе стенки трубы и торца ребра

В дальнейшем будем рассматривать случай $q_* = 0$. Тогда формулу (18) можно представить в виде:

$$Q_0^p = k_3 T_0^4 (1 - k_4 T_0^3),$$

где

$$k_3 = n\varepsilon\sigma L, \quad k_4 = \frac{4}{3} \frac{n\varepsilon\sigma L^2}{\lambda\delta}. \quad (23)$$

Считая, что температура T_0 слабо отличается от температуры теплоносителя $T_{ж}$, запишем следующее соотношение:

$$\frac{T_0}{T_{ж}} = 1 - \psi, \quad \psi \ll 1. \quad (24)$$

Используя (24) можно получить, что

$$T_0^4 = T_{ж}^4 (1 - \psi)^4 \approx T_{ж}^4 (1 - 4\psi), \quad (25)$$

$$T_0^7 = T_{ж}^7 (1 - \psi)^7 \approx T_{ж}^7 (1 - 7\psi).$$

Тогда выражение (22) с учетом (25) представим в виде:

$$Q_0^p = k_3 T_{ж}^4 (1 - k_4 T_{ж}^3) - k_3 T_{ж}^3 (T_{ж} - T_0) (4 - 7k_4 T_{ж}^3). \quad (26)$$

С учетом (20) и (26) запишем выражение (19) в виде:

$$T_0 - T_{ж} = \frac{k_3 T_{ж}^4 (1 - k_4 T_{ж}^3) - 2k_2}{2k_1 - k_3 T_{ж}^3 (4 - 7k_4 T_{ж}^3)}. \quad (27)$$

Тепловой баланс жидкого теплоносителя

Изменение тепловой энергии теплоносителя в трубе определяется только его теплообменом с внутренней поверхностью стенки трубы. Для теплового баланса жидкости запишем уравнение энергии в виде:

$$Gc \frac{dT_{ж}}{dz} = -2m\alpha \int_0^l (T_{ж} - T) dx, \quad (28)$$

где G, c – массовый расход и удельная теплоемкость теплоносителя; l – длина участка стенки трубы, определяемая соотношением (2).

Используя (6), вычислим интеграл в правой части (28):

$$\int_0^l (T_{ж} - T) dx = \int_0^l \left[a - \frac{T_0 - T_{ж} + a}{1 + e^{2l/b}} (e^{x/b} - e^{2l/b} e^{-x/b}) \right] dx = \quad (29)$$

$$= al - (T_0 - T_{ж} + a)b \cdot \text{th}\left(\frac{l}{b}\right).$$

С учетом (29), запишем уравнение (28) в виде:

$$\frac{dT_{ж}}{dz} = -\frac{2m\alpha}{Gc} \left[al - (T_0 - T_{ж} + a)b \cdot \text{th}\left(\frac{l}{b}\right) \right] = -\frac{2m\alpha}{Gc} [k_5(T_0 - T_{ж}) + k_6], \quad (30)$$

где

$$k_5 = -b \cdot \text{th}\left(\frac{l}{b}\right), \quad k_6 = a \left[l - b \cdot \text{th}\left(\frac{l}{b}\right) \right].$$

Используя (27), преобразуем (30) к следующему виду:

$$\frac{dT_{ж}}{dz} = -\frac{2m\alpha}{Gc} \left[k_5 \frac{k_3 T_{ж}^4 (1 - k_4 T_{ж}^3) - 2k_2}{2k_1 - k_3 T_{ж}^3 (4 - 7k_4 T_{ж}^3)} + k_6 \right] = -\frac{2m\alpha}{Gc} f(T_{ж}). \quad (31)$$

Полученное обыкновенное дифференциальное уравнение (31) описывает динамику изменения температуры теплоносителя по длине трубы. Интегрируя (31) по координате z с краевым условием

$$T_{ж}|_{z=0} = T_{ж0},$$

можно рассчитать изменение температуры теплоносителя вдоль трубы, а также расстояние H , на котором температура теплоносителя достигнет величины $T_{жH}$. Отметим, что численное решение уравнения (31) не представляет каких-либо трудностей, поскольку для этого существуют эффективные методы [6, 7].

При выводе уравнения (31) предполагалось, что труба теплоносителя прямолинейна и по всей длине контактирует с излучающими ребрами. Однако предложенный метод расчета легко обобщается и на панельный холодильник-излучатель, показанный на рис. 1. Для этого при решении уравнения (31) надо трактовать координату z как криволинейную координату вдоль оси трубы и учесть, что вдоль трубы имеются участки, не оснащенные ребрами. На этих участках правая часть уравнения (31) будет иметь более простой вид, который легко получить на основе примененного выше подхода. Ясно, что если суммарная протяженность таких участков относительно невелика, то длины криволинейной и прямолинейной труб будет отличаться мало.

Результаты расчетов и их анализ

Для демонстрации работоспособности предложенного метода ниже приведены некоторые результаты расчета для панельного холодильника-излучателя, обеспечивающего сброс в космос интегрального теплового потока $N=1$ МВт. Такое большое значение теплового потока соответствует перспективным космическим аппаратам с ядерной энергоустановкой на борту [8–10]. Исходные данные, принятые в расчете, приведены в табл. 1. Обозначения геометрических характеристик трубопровода и ребра представлены на рис. 5.

На рис. 6 представлены зависимости температуры теплоносителя в трубе, полученные при интегрировании уравнения (31) с учетом данных табл. 1 и при различных значениях коэффициента теплообмена.

В табл. 2 представлены рассчитанные длины трубопровода, на которых температура теплоносителя падает до величины $T_{жH}$ при различных значениях коэффициента теплообмена. На рис. 7 показаны профили температуры в поперечном сечении панельного холодильника-излучателя ($z=1000$ м) при различной интенсивности теплообмена между теплоносителем и стенкой трубы. Как видно, температурные неоднороднос-

Таблица 1. Исходные данные

Параметр	Значение
Толщина ребра δ , м	0.0008
Ширина ребра L , м	0.043
Толщина стенки трубы δ_r , м	0.002
Средний диаметр трубы D , м	0.012
Теплопроводность материала ребра λ , Вт/(м·К)	130
Степень черноты материала ребра ε	0.9
Теплопроводность материала трубы λ_r , Вт/(м·К)	130
Степень черноты материала трубы ε_r	0.9
Количество ребер m	2
Количество излучающих сторон ребра n	2
Расход теплоносителя G , кг/с	0.966
Теплоемкость c , Дж/(кг·К)	4060
Коэффициент теплообмена α , Вт/(м ² ·К)	200, 600, 1200
Начальная температура теплоносителя $T_{ж0}$, К	650
Конечная температура теплоносителя $T_{жH}$, К	395

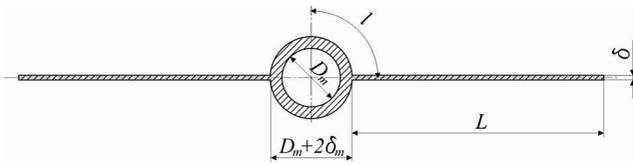


Рис. 5. Геометрические характеристики трубопровода и ребра

ти в стенке трубы и излучающем ребре не превосходят 7–8%. В материале стенки трубы температурные перепады незначительны, а основные температурные неоднородности реализуются на ребре. Отклонения температуры T_0 от температуры теплоносителя $T_{ж}$ в каждом сечении составляет около 10%, что подтверждает правомерность линеаризации, используемой в (13) и (25).

Таблица 2. Длина трубопровода в зависимости от коэффициента теплообмена

Коэффициент теплообмена α , Вт/(м ² ·К)	Длина трубопровода H , м
200	2762
400	2415
600	2299
1200	2183

Предложенный подход для оценки теплового режима панельного холодильника-излучателя учитывает температурные неоднородности как в стенке трубы, так и в материале ребра. Рассмотрим крайний (идеальный) случай, когда в любом поперечном сечении температура конструкции панельного холодильника-излучателя постоянна и равна местной температуре теплоносителя $T_{ж}(z)$. Данный случай, как несложно видеть, дает минимальную длину трубопровода, достаточную для сброса заданного количества тепла (обеспечивающую падение температуры теплоносителя от $T_{ж0}$ до $T_{жH}$). При этом уравнение (28) запишется в форме:

$$Gc \frac{dT_{ж}}{dz} = -2m\epsilon_r\sigma T_{ж}^4 l - mn\epsilon\sigma T_{ж}^4 L. \quad (32)$$

Первое слагаемое в правой части (32) описывает излучение с внешней поверхности трубопровода, а второе слагаемое – излучение с поверхности ребра.

Интегрируя (32), получим зависимость температуры теплоносителя от координаты z в виде:

$$T = \left[\frac{3m\sigma}{Gc} (2\epsilon_r l + n\epsilon L) z + \frac{1}{T_{ж0}^3} \right]^{-\frac{1}{3}}. \quad (33)$$

Расстояние H , на котором температура теплоносителя падает от $T_{ж0}$ до $T_{жH}$, определяется выражением

$$H = \frac{Gc}{3m\sigma (2\epsilon_r l + n\epsilon L)} \left[\frac{1}{T_{жH}^3} - \frac{1}{T_{ж0}^3} \right].$$

Рассмотрим теперь промежуточный случай, учитывающий неоднородность температуры в трубопроводе, но предполагающий постоянство температуры вдоль ребра. При этом в выражении (22) коэффициент k_4 принимает значение 0, а уравнение для температуры теплоносителя (31) принимает вид:

$$\frac{dT_{ж}}{dz} = -\frac{2m\alpha}{Gc} \left[k_5 \frac{k_3 T_{ж}^4 - 2k_2}{2k_1 - 4k_3 T_{ж}^3} + k_6 \right] = -\frac{2m\alpha}{Gc} g(T_{ж}). \quad (34)$$

Сравнение зависимостей температуры теплоносителя по длине трубы, построенных с ис-

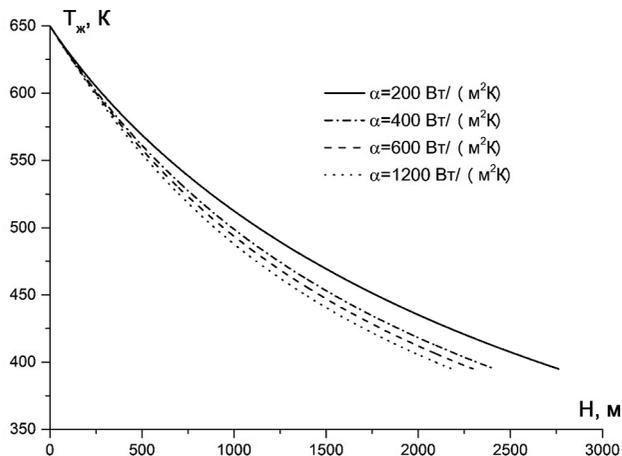


Рис. 6. Зависимость температуры теплоносителя в трубе при различных значениях коэффициента теплообмена

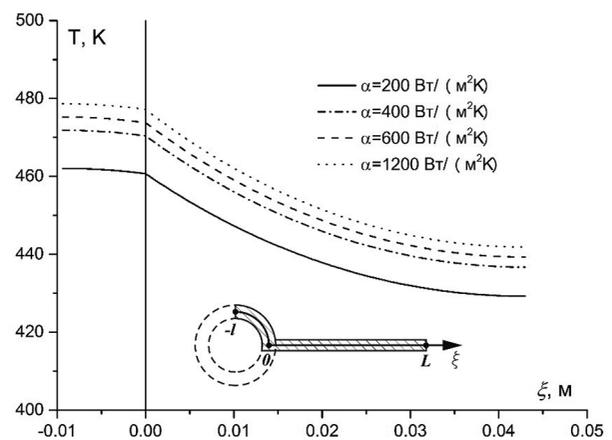


Рис. 7. Распределение температуры в поперечном сечении трубки и ребра при $z=1000$ м

пользованием выражений (31), (33) и (34) при значениях параметров из табл. 1 и коэффициенте теплообмена $\alpha = 600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, представлено на рис. 8. Как видно, упрощенный расчет, не учитывающий температурные неоднородности внутри конструкции панельного холодильника-излучателя, приводит к ошибке определения габаритов до 30%.

Заключение

Предложен метод расчета теплового режима панельного холодильника-излучателя, учитывающий температурные неоднородности как в стенке трубопровода, так и в излучающем ребре. Предложенный метод может использоваться для определения габаритов панельного холодильника-излучателя с заданными характеристиками и требованиями по сбросу тепловой мощности. Рассмотрено влияние различных приближений при оценке теплового состояния панельного холодильника-излучателя на величину длины трубопровода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фаворский О. Н., Каданер Я. С.** Вопросы теплообмена в космосе. М.: Высшая школа, 1967. 240 с.
2. **Ройзен Л. И., Дулькин И. Н.** Тепловой расчет орбитальных поверхностей // Под ред. В. Г. Фастовского. М.: Энергия, 1977. 256 с.
3. **Самарский А. А., Вабищевич П. Н.** Вычислительная теплопередача. М.: Едиториал УРСС, 2003. 784 с.
4. **Черкасов С. Г.** Асимптотические решения в задаче о теплопроводном излучающем ребре // ТВТ. 2011. Т. 49. № 6. С. 955.
5. **Черкасов С. Г., Лаптев И. В.** Приближенное аналитическое решение двухмерной задачи о теплопроводном излучающем ребре // ТВТ. 2017. Т. 55. № 1. С. 81.

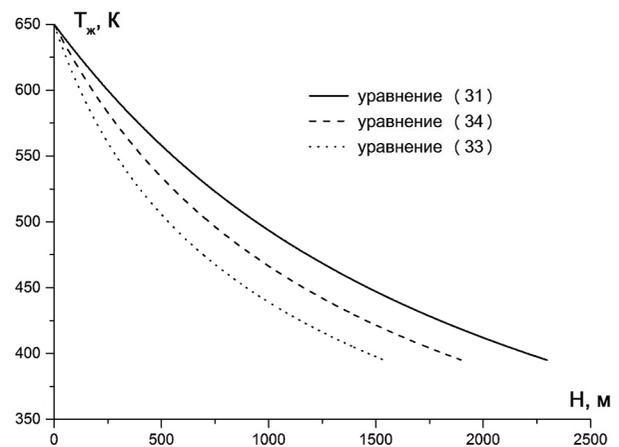


Рис. 8. Сравнительное влияние различных приближений при оценке теплового состояния элемента панельного холодильника-излучателя, ($\alpha = 600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$)

6. **Формалев В. Ф., Ревизников Д. Л.** Численные методы. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. 400 с.
7. **Ferziger J. H., Peric M.** Computational methods for fluid dynamics. Springer, 2002. 423 p.
8. **Jansen F., Bauer W., Masson F., Ruault J.-M., Worms J.-C., Detsis E., Lassoudiere F., Granjon R., Gaia E., Ferraris S., Tosi M. C., Koroteev A. S., Semenkina A. V., Solodukhin A., Tinsley T., Hodgson Z., Guimaraes L. N. F.** Step-by-step realization of the international nuclear power and propulsion system (INPPS) mission. Proceedings of 66th International Astronautical Congress 2015 (IAC 2015): Space – The Gateway for Mankind's Future, IAF, 2015. P. 7716–7724.
9. **Коротеев А. С., Ошев Ю. А., Попов С. А., Каревский А. В., Солодухин А. Е., Захаренков Л. Э., Семенин А. В.** Ядерная энергодвигательная установка космического аппарата // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2015. № 5. С. 45–59.
10. **Koroteev A. S., Oshev Y. A., Popov S. A., Karevsky A. V., Solodukhin A. Y., Zakharenkov L. E., Semenkina A. V.** Nuclear power propulsion system for spacecraft // Thermal Engineering. 2015. V. 62. N 13. P. 971–980.

Simplified method for thermal mode computing of a panel-type refrigerator-radiator

S. G. Cherkasov, I. V. Laptev

SSC «Keldysh Research Centre», Moscow
e-mail: sgcherkasov@yandex.ru; laptev.iv.kerc@gmail.com

The authors proposes a simplified method for stationary thermal mode computing of a panel-type refrigerator-radiator with account for longitudinal and lateral temperature non-uniformities in the coolant tube and radiating fins and corresponding non-uniformities in radiant heat flux distribution. A typical panel-type refrigerator-radiator in the form of curved coolant tube with radiating fins, through which a gas or liquid coolant is forcibly pumped, is represented as a straight-line tube with fins uniformly fixed by angle. While moving through the tube, the coolant releases heat into surrounding structure, from where this heat radiates to the outer space. The coolant temperature at the outlet of the panel-type refrigerator is less than at the inlet, and this temperature difference de-

termines the integral radiated heat flux. A heat exchange coefficient was introduced for accounting for the heat exchange process between the coolant and the tube wall. This coefficient is a user-defined parameter of the problem. The conjugation condition of thermal flux and temperature at the tube and fin coupling point, and the coolant thermal balance considering allow reduce this problem to an ordinary differential equation, describing temperature changing dynamics of the coolant along the tube. The proposed method may be employed for determining the linear size of panel-type refrigerator-radiator with specified characteristics and requirements on thermal power dumping. The performed computations of panel-type refrigerator-radiator thermal mode of the prospective spacecraft with nuclear power plant onboard demonstrated the workability of the proposed method. It was demonstrated, that temperature differences in the wall material were insignificant, and the main temperature non-uniformities are realized at the fin. The temperature deviation at the place of the tube and fin coupling from the coolant temperature in every section are insignificant either, which confirms the linearization validity. The impact of various approximations while estimation of the state of the panel-type refrigerator-radiator was considered. It was demonstrated, that simplified calculations with no accounting for temperature non-uniformities inside the structure of the panel-type refrigerator-radiator might lead to significant errors in determining the structure sizes.

Keywords: plane radiator, coolant, temperature non-uniformity, heat radiation, cooling fin.

REFERENCES

1. **Favorskij O. N., Kadaner Ya. S.** *Voprosy teploobmena v kosmose* [The problems of heat exchange in space]. Moscow, Vysshaya shkola, 1967. 240 p. In Russ.
2. **Rojzen L. I., Dul'kin I. N.** *Teplovoj raschet orebrennykh poverkhnostej. Pod red. V. G. Fastovskogo* [Thermal calculation of finned surfaces, ed. by V. G. Fastovsky]. Moscow, Energiya, 1977. 256 p. In Russ.
3. **Samarskij A. A., Vabishhevich P. N.** *Vychislitel'naya teploperedacha* [Computational heat transfer]. Moscow, Editorial URSS, 2003. 784 p. In Russ.
4. **Cherkasov S. G.** Asymptotic solutions in the problem of a heat-conducting radiating rib. *High Temperature*, 2011, vol. 49, no. 6, pp 924–926.
5. **Cherkasov S. G., Laptev I. V.** Approximate analytical solution of a 2D problem for a heat conducting emitting plate. *High Temperature*, 2017, vol. 55, no. 1, pp. 75–78.
6. **Formalev V. F., Reviznikov D. L.** *Chislennye metody* [Numerical methods]. Moscow, FIZMATLIT, 2004. 400 p. In Russ.
7. **Ferziger J. H., Peric M.** *Computational methods for fluid dynamics*. Springer, 2002. 423 p.
8. **Jansen F., Bauer W., Masson F., Ruault J.-M., Worms J.-C., Detsis E., Lassoudiere F., Granjon R., Gaia E., Ferraris S., Tosi M. C., Koroteev A. S., Semenkin A. V., Solodukhin A., Tinsley T., Hodgson Z., Guimaraes L. N. F.** Step-by-step realization of the international nuclear power and propulsion system (INPPS) mission. Proceedings of 66th International Astronautical Congress 2015 (IAC 2015): Space – The Gateway for Mankind's Future, IAF, 2015, pp. 7716–7724.
9. **Koroteev A. S., Oshev Yu. A., Popov S. A., Karevskij A. V., Solodukhin A. E., Zakharenkov L. E., Semenkin A. V.** Yadernaya ehnergodvigatel'naya ustanovka kosmicheskogo apparata [The nuclear power propulsion system for the spacecraft] *Izvestiya Rossijskoj akademii nauk. Energetika – Proceedings of the Russian Academy of Sciences. Power Engineering*. 2015, no. 5, pp. 45–59. In Russ.
10. **Koroteev A. S., Oshev Y. A., Popov S. A., Karevsky A. V., Solodukhin A. Y., Zakharenkov L. E., Semenkin A. V.** Nuclear power propulsion system for spacecraft. *Thermal Engineering*, 2015, vol. 62, no. 13, pp. 971–980.