

---

---

УДК 629.7.064.54

## ТЕПЛООБМЕН И ОПТИМИЗАЦИЯ ПАНЕЛЬНЫХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ-ИЗЛУЧАТЕЛЕЙ ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ МЕГАВАТТНОГО УРОВНЯ МОЩНОСТИ

© 2021 г. Д. Н. Ильмов<sup>1</sup>, \*, Н. И. Филатов<sup>1</sup>, С. Г. Черкасов<sup>1</sup>

<sup>1</sup>ГНЦ ФГУП “Центр Келдыша”, Москва, Россия

\*e-mail: [ilmovdn@mail.ru](mailto:ilmovdn@mail.ru)

Поступила в редакцию 04.08.2020 г.

После доработки 23.04.2021 г.

Принята к публикации 26.04.2021 г.

Представлена уточненная методика приблизительного аналитического расчета холодильника-излучателя. Она предполагает расчет теплового состояния элемента трубы и ребра с последующим сопряжением решений. На основе полученных аналитических выражений для тепловых потоков от холодильника-излучателя проведен поиск оптимальных по массе геометрических параметров ребра постоянной толщины для излучателей мегаваттного уровня мощности.

*Ключевые слова:* радиационный теплообменник, панельный холодильник-излучатель, теплопроводное излучающее ребро

DOI: 10.31857/S0002331021030067

Разработка различных конструкций холодильников-излучателей (ХИ) и методов их расчета в Советском Союзе и США началась еще в 60-х годах прошлого века. Предыдущими поколениями инженеров и ученых ракетно-космической промышленности были заложены основы проектирования ХИ [1, 2] и успешно реализованы в рамках создания космических аппаратов (КА) различного назначения, включая долговременные орбитальные станции “Мир” и МКС.

Сейчас для жизнеобеспечения большинства современных спутников с относительно небольшим потреблением энергии и небольшой необходимостью ее сброса в космическое пространство, как правило, применяются излучатели на основе аммиачных тепловых труб, работающие при температурах около 300 К с эффективной излучающей поверхностью порядка десятка квадратных метров и менее. Для расчета большинства конструкций ХИ, работающих на данных уровнях температуры, успешно применяются методы линеаризации уравнения радиационного теплообмена [2]. Корректность этих методов в данном диапазоне температур была многократно подтверждена экспериментально, в частности, результатами летной эксплуатации большого количества КА.

Другим широко известным направлением являются проектные работы по созданию высокотемпературных излучателей, предназначенных для электроэмиссионных ядерных энергетических установок (ЯЭУ). В РКК “Энергия” для ЯЭУ проекта “Геркулес” [3] были разработаны уникальные тепловые трубы на основе ниобиевых сплавов с жидкометаллическими теплоносителями, работающие при температурах порядка 1000 К. Наибольших результатов в области отработки раскладных ХИ удалось достичь в ходе работ над термоэмиссионными космическими ЯЭУ в рамках проекта РП-50 [4, 5]. На фор-

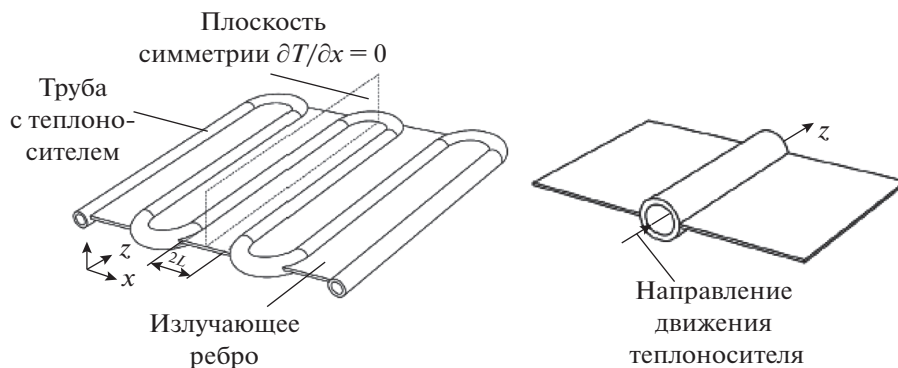


Рис. 1. Фрагмент панельного холодильника-излучателя (слева) и его типовой элемент (справа).

сированном режиме продолжительностью до 1 года ЯЭУ должна вырабатывать 105 кВт электрической энергии. Соответственно, при системном КПД ЯЭУ равном 9.5%, тепловая мощность, отводимая ХИ, составляет около 1 МВт. Благодаря высокой средней температуре излучающей поверхности ХИ (около 800 К), площадь его поверхности для РП-50 относительно не велика и составляет около  $60 \text{ м}^2$  [5].

В настоящее время является актуальным создание нового класса КА с ЯЭУ и газотурбинным преобразователем энергии, работающим по циклу Брайтона [6, 7]. Такая энергетическая установка обладает высоким КПД и способна вырабатывать сотни и тысячи киловатт электрической энергии, что обеспечит качественный прорыв в развитии космической деятельности. Излучатель такого перспективного КА должен работать в среднем диапазоне температур, примерно от 400 до 700 К, который является не типичным для ранее разработанных устройств сброса тепла. В данном диапазоне температур нет надежных данных по использованию тепловых труб, поэтому может быть целесообразно применение традиционного панельного холодильника-излучателя (ПХИ) с прокачкой теплоносителя. Еще одна особенность – потребность больших излучающих площадей. При средней температуре ХИ около 500 К требуется более  $300 \text{ м}^2$  для сброса 1 МВт тепла. Последнее обстоятельство накладывает исключительные требования к оптимизации конструкции излучателя и свидетельствует об актуальности рассматриваемой задачи.

Объектом исследований в данной работе является наиболее простой “классический” холодильник-излучатель с ребрами постоянной толщины. Он представляет собой набор параллельных оребренных трубок (потоков), по которым циркулирует охлаждаемый теплоноситель (жидкий). Протяженность одного потока ХИ может быть велика, и тогда в действительности он может представлять собой изогнутую трубку (змеевик) с излучающими ребрами (рис. 1). Задача о точном расчете теплового состояния панели является частной и связана с доскональной проработкой конкретной конструкции. В более общем случае задачу целесообразно свести к двум одномерным: распространение тепла перпендикулярно потоку и остывание теплоносителя по мере его движения вдоль потока. Таким образом, типовой фрагмент “классического” холодильника-излучателя, для которого строится математическая модель, представляет собой прямолинейный круглый трубопровод и 2 ребра постоянной толщины, пристыкованные к трубе (рис. 1).

Будем считать, что ребра излучают с двух сторон. Полученные ниже результаты легко могут быть распространены на типовой элемент, например, с 4-мя или одним ребром, на случай, когда ребра излучают только с одной стороны.

Поскольку перспективные КА с мощной ЯЭУ разрабатываются в том числе для межпланетных полетов, будем считать, что удаленность КА от Земли более 250 км. Тогда влиянием атмосферы можно полностью пренебречь [1].

Пренебрежем также внешним потоком радиации от Солнца и Земли. Поток внешней радиации может быть минимизирован соответствующей ориентацией КА в пространстве, а также применением современных покрытий с высокой интегральной излучательной способностью  $\epsilon$  (более 0.9) и низкой поглощательной способностью (0.2 и менее) [8].

Расчеты элементов холодильника-излучателя в стационарном тепловом режиме на основе решения уравнения теплопроводной излучающей пластины представлены во многих работах. Как правило, применяются численные методы решения [1, 9–13]: вариационно-итерационный метод (ВИМ), метод разложения Адомиана (ADM), метод конечных элементов (ФЕМ), гомотопический метод возмущений (НРМ), метод конечных разностей. Отметим, что в работе [1] рассмотрены ребра с изменяющейся толщиной по ширине. В работах [14, 15] применяется аналитический метод расчета с решением в виде бесконечных рядов. Достаточно часто [2, 16–18], применяется линеаризация исходного уравнения, что позволяет получить приближенные аналитические решения задачи. Настоящая работа является развитием подхода [16–18], основанного на линеаризации.

Крайне упрощенно (предполагая, что теплопроводность материала ХИ достаточно велика) для сбрасываемой теплоты можно записать соотношения:

$$Q = \frac{\tilde{T}_L - \tilde{T}_W}{R_{CON}}, \quad Q \approx \frac{\tilde{T}_W - 0}{R_{RAD}}, \quad (1)$$

где  $\tilde{T}_L$  и  $\tilde{T}_W$  – средние температуры теплоносителя и конструкции излучателя;  $R_{CON} = 1/(\tilde{\alpha}s)$  – термическое сопротивление конвекции ( $\tilde{\alpha}$  – средний коэффициент теплоотдачи;  $s$  – поверхность конвективного теплообмена);  $R_{RAD} = 1/(\epsilon\sigma\tilde{T}_W^3 S)$  – термическое сопротивление радиационной теплоотдаче ( $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup> К<sup>4</sup>) – постоянная Стефана-Больцмана;  $S$  – излучающая поверхность). Тогда отводимая теплота определяется формулой

$$Q = \frac{\tilde{T}_L}{R_{CON} + R_{RAD}}. \quad (2)$$

Из (2) следует, что для достижения наибольшего сбрасываемого тепла  $Q$  следует стремиться к уменьшению термических сопротивлений как  $R_{RAD}$ , так и  $R_{CON}$ . Путем выбора высокотеплопроводящих теплоносителей (жидкометаллических) либо организацией течения теплоносителя в развитом турбулентном режиме удастся обеспечить высокие значения коэффициента конвективной теплоотдачи [12], причем оказы-

вается  $R_{RAD} \gg R_{CON}$ , в результате чего  $\tilde{T}_W = \tilde{T}_L \frac{R_{RAD}}{R_{CON} + R_{RAD}} \rightarrow \tilde{T}_L$ .

Идея линеаризации заключается в том, что для эффективно работающих ХИ абсолютная температура теплоносителя близка к абсолютной температуре конструкции, причем не только трубок, но и ребер. В [16] показано, что в случае “термически коротких” ребер линеаризация уравнения излучающего теплопроводящего ребра работает с высокой точностью. Однако, как будет показано ниже, в диапазоне температур 400–700 К для наиболее предпочтительных по массовому совершенству конструкций типового элемента ХИ перспективных КА погрешности линеаризации могут достигать 10% и более. Проблеме корректности линеаризации в настоящей работе будет уделено большое внимание. В результате будет предложена упрощенная аналитическая мо-

дель, дающая погрешность по сбрасываемому тепловому потоку менее 1% по сравнению с численным решением не линеаризованных уравнений, применяемая в широком диапазоне интересующих параметров.

### ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ РЕБРА

Рассмотрим стационарную одномерную задачу о распределении температуры по ребру постоянной толщиной  $\delta$  и шириной  $L$ . Температура ребра в месте контакта с трубкой (на торце  $x = 0$ ) равна  $T_0$ , противоположный торец ребра ( $x = L$ ) будем считать теплоизолированным. Используя приближение термически тонкой стенки, и предполагая, что ребро излучает с двух сторон, запишем уравнение теплопроводного излучающего ребра и граничные условия для него в виде:

$$\lambda \delta \frac{d^2 T}{dx^2} = 2\varepsilon \sigma T^4, \quad (3)$$

$$T|_{x=0} = T_0, \quad \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=L} = 0, \quad (4)$$

где  $T(x)$  — температура ребра;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности материала ребра.

Введем безразмерные переменные:

$$y = \frac{x}{\mu}, \quad \mu = \left( \frac{\lambda \delta}{2\varepsilon \sigma T_0^3} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad H_0 = \frac{L}{\mu}, \quad \tau = \frac{T}{T_0}. \quad (5)$$

Тогда задача (3), (4) принимает следующий безразмерный вид:

$$\frac{d^2 \tau}{dy^2} = \tau^4, \quad (6)$$

$$\tau|_{y=0} = 1, \quad \left. \frac{d\tau}{dy} \right|_{y=H_0} = 0. \quad (7)$$

Задачу будем рассматривать в рамках асимптотики коротких ребер [16], предполагающей, что абсолютная температура ребра мало отличается от температуры на его горячем торце. Тогда

$$\frac{T_0 - T}{T_0} = 1 - \tau = \psi \ll 1, \quad \tau^4 \approx 1 - 4\psi. \quad (8)$$

Подставляя (8) в (6), (7), получим:

$$\frac{d^2 \psi}{dy^2} = 4\psi - 1, \quad (9)$$

$$\psi|_{y=0} = 0, \quad \left. \frac{d\psi}{dy} \right|_{y=H_0} = 0. \quad (10)$$

Задача (9), (10) имеет следующее точное решение:

$$\psi = \frac{1}{4} \left( 1 - \frac{e^{2y} e^{-2H_0} + e^{-2y} e^{2H_0}}{e^{-2H_0} + e^{2H_0}} \right). \quad (11)$$

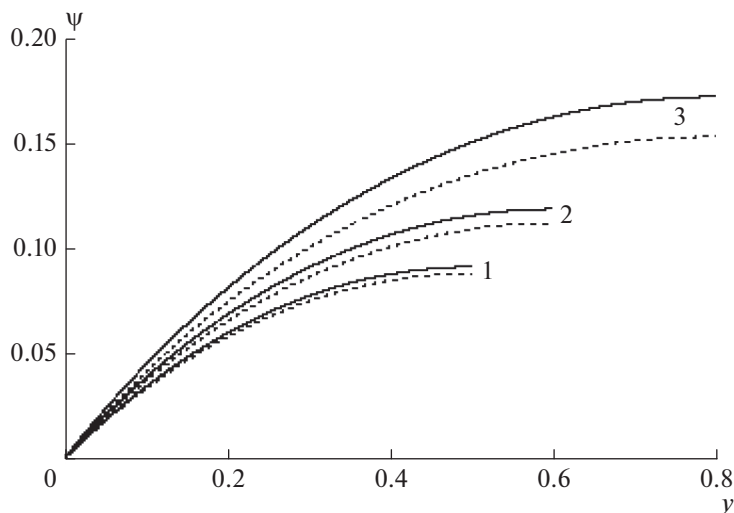


Рис. 2. Распределения по длине ребра функции  $\psi$ , полученные из численного решения задачи (6), (7), и асимптотические решения (штриховые линии) по формуле (11): 1 –  $H_0 = 0.5$ ; 2 – 0.6; 3 – 0.8.

На рисунке 2 приведены распределения по длине ребра величины  $\psi$ , рассчитанной по асимптотической формуле (11) и из численного решения задачи (6), (7). Как видно, при  $H_0 \leq 0.5$  асимптотическая формула дает практически точное решение. При  $H_0 = 0.8$  наибольшая погрешность по  $\psi$  составляет уже около 11%.

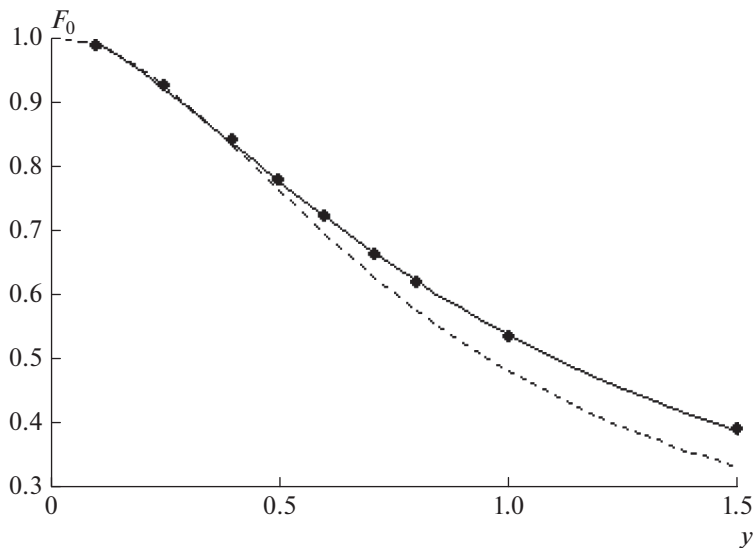
Для дальнейших рассуждений интересуют, прежде всего, не само распределение температуры, а сбрасываемый тепловой поток (на единицу длины вдоль ребра). Для него можно записать выражение:

$$Q_R = -\lambda \delta \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = -\frac{\lambda \delta T_0}{\mu} \left. \frac{d\tau}{dy} \right|_{y=0} \frac{H_0}{H_0} = \frac{\lambda \delta T_0 L}{\mu^2} \left( \left. \frac{-1}{H_0} \frac{d\tau}{dy} \right|_{y=0} \right) = 2\epsilon \sigma T_0^4 L \left( \left. \frac{-1}{H_0} \frac{d\tau}{dy} \right|_{y=0} \right), \quad (12)$$

где  $2\epsilon \sigma T_0^4 L$  – максимально возможный тепловой поток с поверхности ребра с 2-х сторон, если бы его температура оставалась бы равной температуре основания ребра  $T_0$ . Безразмерное выражение в скобках является эффективностью ребра. Если использовать решение (11), то для эффективности ребра можно получить формулу:

$$F_0 = -\frac{1}{H_0} \left. \frac{d\tau}{dy} \right|_{y=0} = -\frac{1}{H_0} \left. \frac{d(1-\psi)}{dy} \right|_{y=0} = \frac{\text{th}(2H_0)}{2H_0}. \quad (13)$$

Отметим, что эффективность ребра зависит от единственного параметра – безразмерной ширины ребра. На рисунке 3 приведена эффективность ребра, рассчитанная по асимптотической формуле (13) и из численного решения задачи (6), (7). При  $H_0 \leq 0.3$  асимптотическая формула дает погрешность менее 1%, при  $H_0 = 0.8$  относительная погрешность составляет 6.8%, при  $H_0 = 1.5$  погрешность составляет около 15%. Решение линеаризованной задачи занижает эффективность ребра по сравнению с численным ре-



**Рис. 3.** Тепловая эффективность ребра в зависимости от его безразмерной ширины, полученная из численного решения задачи (6), (7) — точки; асимптотическое решение по формуле (13) — штриховая кривая; и рассчитанная по скорректированной формуле (14) — сплошная кривая.

шением не линеаризованного уравнения. Для вычисления эффективности ребра целесообразно вместо формулы (13) применять скорректированную формулу (14):

$$F_0 = \frac{2\text{th}(H_0(a - bH_0))}{3H_0}, \quad (14)$$

где  $a = 1.547$ ,  $b = 0.4317$ . Формула (14) аппроксимирует результаты численных расчетов с погрешностью менее 1% (примерно  $\pm 0.6\%$ ) при  $0.1 \leq H_0 \leq 1.5$ . Данная область значений  $H_0$  охватывает практически все интересующие случаи для ребер ПХИ в рассматриваемой задаче. Результаты вычислений по (14) также представлены на рис. 3.

### ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ СТЕНКИ ТРУБОПРОВОДА

Рассмотрим в некотором поперечном сечении  $z$  элемент стенки трубы, начинающийся в месте стыковки ребра и трубопровода, где температура равна  $T_0$ , и заканчивающийся в плоскости симметрии между двумя соседними ребрами (рис. 4). Введены обозначения:  $T_L$  — температура теплоносителя в данном сечении;  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи в данном сечении (считаем его заданным).

Запишем уравнение теплопроводности в цилиндрической системе координат для элемента трубы:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} = 0. \quad (15)$$

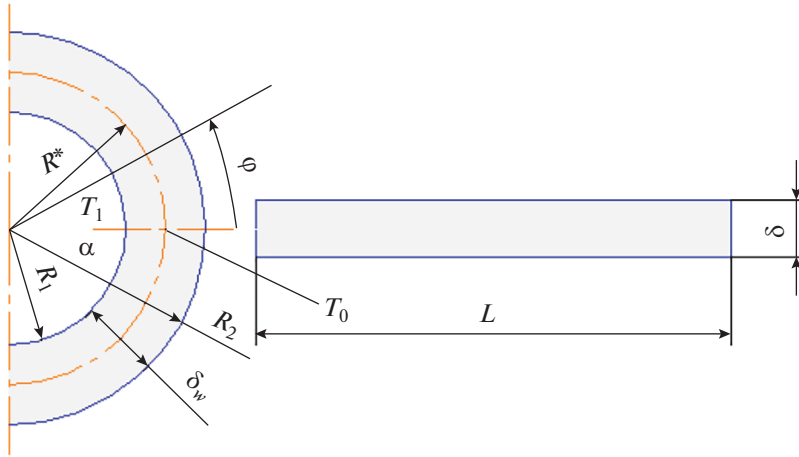


Рис. 4. Элемент стенки трубы.

Введем обозначения:  $R_1$  – внутренний радиус трубы;  $R_2$  – внешний радиус трубы. Обозначим через  $R_*$  средний радиус трубы:  $R_* = (R_2 + R_1)/2$ , через  $\delta_w = R_2 - R_1$  – толщину стенки трубы.

Проинтегрируем (15) по  $r$  от  $R_1$  до  $R_2$  и умножим на  $\lambda_w$  – теплопроводность материала трубы:

$$\lambda_w R_2 \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_2} - \lambda_w R_1 \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_1} + \lambda_w \int_{R_1}^{R_2} \frac{1}{r} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} dr = 0. \quad (16)$$

Удельный тепловой поток, излучаемый внешней поверхностью трубы:

$$q_w = \varepsilon_w \sigma T^4 \Big|_{r=R_2} = -\lambda_w R_2 \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_2}. \quad (17)$$

Удельный тепловой поток от теплоносителя к внутренней поверхности трубы:

$$q_\alpha = \alpha (T_L - T|_{r=R_1}) = -\lambda_w R_1 \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_1}. \quad (18)$$

Тогда (15) запишется в виде:

$$\lambda_w \int_{R_1}^{R_2} \frac{1}{r} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} dr + R_1 \alpha (T_L - T|_{r=R_1}) = R_2 \varepsilon_w \sigma T^4 \Big|_{r=R_2}. \quad (19)$$

Теперь пренебрежем изменением температуры поперек стенки трубы (приближение термически тонкой стенки), т.е. будем считать, что  $T = T(\varphi)$ . Тогда (19) можно записать в виде:

$$\lambda_w \frac{d^2 T}{d\varphi^2} \int_{R_1}^{R_2} \frac{1}{r} dr + R_1 \alpha (T_L - T) = R_2 \varepsilon_w \sigma T^4. \quad (20)$$

Для единообразия вида уравнений, описывающих тепловое состояние ребра и элемента стенки трубы, вместо угла  $\varphi$  введем длину дуги  $dx_W = R_* d\varphi$ , тогда  $\frac{d^2 T}{d\varphi^2} = R_*^2 \frac{d^2 T}{dx_W^2}$ .

$$\text{Далее } \int_{R_1}^{R_2} \frac{1}{r} dr = \ln R_2 - \ln R_1 = \ln \frac{R_2}{R_*} - \ln \frac{R_1}{R_*} = \ln \left( 1 + \frac{\delta_W}{2R_*} \right) - \ln \left( 1 - \frac{\delta_W}{2R_*} \right) \approx \frac{\delta_W}{R_*}.$$

Последнее получено в предположении, что стенка тонкая, с точностью до членов третьего порядка малости по  $\delta_W/(2R_*)$ . В результате уравнение (20) принимает вид:

$$\lambda_W \delta_W \frac{d^2 T}{dx_W^2} + \frac{R_1}{R_*} \alpha (T_L - T) = \frac{R_2}{R_*} \varepsilon_W \sigma T^4. \quad (21)$$

Граничные условия для уравнения (21):

$$T|_{x_W=0} = T_0, \quad \left. \frac{dT}{dx_W} \right|_{x_W=l} = 0, \quad l = \frac{\pi R_*}{2}. \quad (22)$$

Обозначим отклонение температуры стенки трубы от температуры теплоносителя  $(T_L - T)/T_L = \theta$ ;  $T = T_L (1 - \theta)$ , тогда уравнение (21) примет вид:

$$\frac{\lambda_W \delta_W R_*}{R_2 \varepsilon_W \sigma T_L^3} \frac{d^2 \theta}{dx_W^2} = \frac{R_1 \alpha}{R_2 \varepsilon_W \sigma T_L^3} \theta - (1 - \theta)^4. \quad (23)$$

Введем безразмерные обозначения

$$\frac{\lambda_W \delta_W R_*}{R_2 \varepsilon_W \sigma T_L^3 l^2} = \gamma; \quad \frac{R_1 \alpha}{R_2 \varepsilon_W \sigma T_L^3} = \beta - 4; \quad y_W = \frac{x_W}{\mu_W}. \quad (24)$$

Отметим, что безразмерный параметр  $\beta$  не зависит от коэффициента теплопроводности материала, а параметр  $\gamma$  не зависит от коэффициента теплоотдачи. Уравнение (23) преобразуется:

$$l^2 \frac{\gamma}{\mu_W^2} \frac{d^2 \theta}{dy_W^2} = (\beta - 4) \theta - (1 - \theta)^4. \quad (25)$$

Теперь в качестве пространственного масштаба выберем  $\mu_W = l\sqrt{\gamma/\beta}$ . Получим безразмерное уравнение теплового состояния элемента стенки трубы и граничные условия для него:

$$\frac{d^2 \theta}{dy_W^2} = \frac{\beta - 4}{\beta} \theta - \frac{(1 - \theta)^4}{\beta}. \quad (26)$$

$$\theta|_{y_W=0} = \frac{T_L - T_0}{T_L} = \theta_0; \quad \left. \frac{d\theta}{dy_W} \right|_{y_W=h} = 0; \quad h = \frac{l}{\mu_W} = \sqrt{\frac{\beta}{\gamma}}. \quad (27)$$

Будем рассматривать случай, когда температура стенки трубы мало отличается от температуры теплоносителя ( $\theta \ll 1$ ). Тогда  $(1 - \theta)^4 \approx 1 - 4\theta$ . Уравнение (26) линеаризуется:

$$\frac{d^2 \theta}{dy_W^2} = \theta - \frac{1}{\beta}. \quad (28)$$



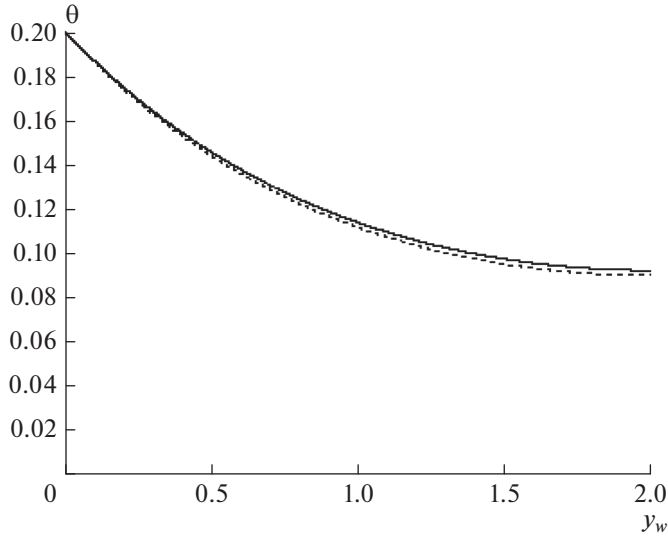


Рис. 5. Численное решение (26) – сплошная кривая и распределение (29) – штриховая кривая для  $\beta = 20$ ,  $\theta_0 = 0.2$ .

Точное решение уравнения (28) с граничными условиями (27):

$$\theta = \left( \theta_0 - \frac{1}{\beta} \right) \frac{e^{-h} e^y + e^h e^{-y}}{e^{-h} + e^h} + \frac{1}{\beta}. \quad (29)$$

Отметим, что численное решение уравнения (26) совпадает с распределением (29) с погрешностью менее 1% для  $\beta \geq 100$  и  $h \leq 1.5$ , которые являются типичными для ХИ. На рисунке 5 численное решение (26) сравнивается с распределением (29) для  $\beta = 20$ . Видно, что даже в этом случае решения достаточно близки.

Из (29) можно получить аналитическое выражение для теплового потока (на единицу длины вдоль трубы), поступающего в ребро из рассматриваемого элемента стенки трубы  $Q_{WR}$ , выражение для полного теплового потока, получаемого от теплоносителя  $Q$ , и выражение для теплового потока, излучаемого элементом стенки трубы  $Q_W$ :

$$Q_{WR} = -\lambda_W \delta_W \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = -\frac{\lambda_W \delta_W T_L}{\mu_W} \left. \frac{d\theta}{dy} \right|_{y=0} = Q_W^{\text{MAX}} \left( -\frac{\beta}{h} \left. \frac{d\theta}{dy} \right|_{y=0} \right) = Q_W^{\text{MAX}} (\beta \theta_0 - 1) \frac{\text{th}(h)}{h}; \quad (30)$$

$$\begin{aligned} Q &= \frac{R_1}{R_*} \int_0^l \alpha (T_L - T) dx = \frac{R_1}{R_*} \alpha T_L \mu_W \int_0^h \theta dy = Q_W^{\text{MAX}} \left( \frac{\beta - 4}{h} \int_0^h \theta dy \right) = \\ &= Q_W^{\text{MAX}} \left( (\beta - 4) \left( \theta_0 - \frac{1}{\beta} \right) \frac{\text{th}(h)}{h} + \frac{\beta - 4}{\beta} \right); \end{aligned} \quad (31)$$

$$Q_W = Q - Q_{WR} = Q_W^{\text{MAX}} \left( 1 - 4 \left( \theta_0 - \frac{1}{\beta} \right) \frac{\text{th}(h)}{h} - \frac{4}{\beta} \right); \quad (32)$$

где  $Q_W^{\text{MAX}} = \varepsilon_W \sigma T_L^4 l_2$  – максимально возможный тепловой поток с элемента стенки трубы, если бы его температура равнялась температуре теплоносителя,  $l_2 = \pi R_2 / 2$ .

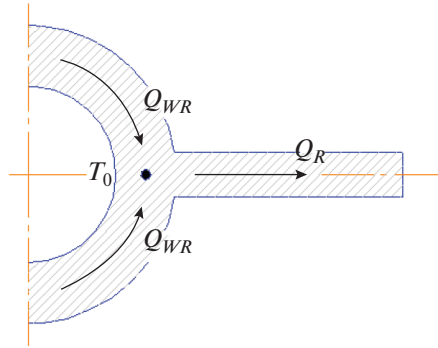


Рис. 6. Сопряжение на границе торца трубы и стенки трубы.

## СОПРЯЖЕНИЕ НА ГРАНИЦЕ СТЕНКИ ТРУБЫ И ТОРЦА РЕБРА

Получено, что тепловой поток, отдаваемый ребром, зависит от температуры корня ребра по (12), (14). Температура корня ребра определяется выражением  $T_0 = T_L (1 - \theta_0)$ , где  $\theta_0$  – малая величина. Учитывая последнее обстоятельство, формулу для теплового потока от ребра можно выразить через температуру теплоносителя:

$$Q_R = Q_R^{\text{MAX}} F (1 - k\theta_0), \quad (33)$$

где  $Q_R^{\text{MAX}} = 2\varepsilon\sigma T_L^4 L$  – максимально возможный тепловой поток с ребра, если бы его температура равнялась температуре теплоносителя;

$F = \frac{2\text{th}(H(a - bH))}{3H}$  – эффективность ребра;

$H = L \left( \frac{2\varepsilon\sigma T_L^3}{\lambda\delta} \right)^{1/2}$  – безразмерная ширина ребра, в которой фигурирует не температура основания ребра, а температура теплоносителя;

$k = \frac{5}{2} + \frac{3H(a - 2bH)}{\text{sh}(2H(a - bH))}$  – коэффициент, учитывающий, что температура корня ребра отличается от температуры теплоносителя. Отметим, что  $k \rightarrow 4$  при  $H \rightarrow 0$  и убывает по мере возрастания  $H$ .

Будем считать, что тепло, поступающее в ребро в месте его сопряжения с трубопроводом, равно сумме тепловых потоков  $Q_{WR}$  с двух смежных участков трубы (рис. 6), т.е.

$$Q_R = 2Q_{WR}. \quad (34)$$

Выражение (30) для  $Q_{WR}$  можно представить в форме аналогичной (33):

$$Q_{WR} = Q_W^{\text{MAX}} f (\beta\theta_0 - 1), \quad (35)$$

где  $f = \text{th}(h)/h$  – аналог коэффициента эффективности ребра, но только для элемента трубы.

**Таблица 1.** Параметры типового холодильника-излучателя

Параметр	Значение
Теплопроводность материала ребра и трубки, $\lambda, \lambda_W$ , Вт/(К м)	120
Плотность материала ребра и трубки, $\rho, \rho_W$ , кг/м <sup>3</sup>	2790
Плотность теплоносителя, $\rho_L$ , кг/м <sup>3</sup>	900
Теплоемкость теплоносителя, $c$ , Дж/(кг К)	2300
Излучательная способность поверхности ребра и трубки, $\varepsilon, \varepsilon_W$	0.9
Коэффициент теплоотдачи, $\alpha$ Вт/(К м <sup>2</sup> )	2000

**Таблица 2.** Численное решение и решение по приближенной модели для сечения типового элемента ХИ с заданной температурой

$T_L$ , К	$T_0$ , К		$Q_R$ , Вт/м			$Q$ , Вт/м		
	числ. решение	упрощ. модель	числ. решение	упрощ. модель	погрешн., %	числ. решение	упрощ. модель	погрешн., %
400	396.1	395.8	73.48	73.21	-0.37	97.33	97.07	-0.26
550	539.0	538.3	194.26	194.48	0.12	276.96	276.85	-0.04
700	677.2	675.9	376.22	374.38	-0.49	584.01	580.90	-0.53

Из (34) найдем  $\theta_0$ :

$$\theta_0 = \frac{1}{\beta} \frac{B\phi + 1}{B\phi + k/\beta}, \quad (36)$$

где  $\phi = \frac{f}{F}$ ,  $B = \frac{2Q_W^{\text{MAX}}}{Q_R^{\text{MAX}}} = \frac{\varepsilon_W l_2}{\varepsilon L}$ .

Теперь подставим  $\theta_0$  в выражения (33) и (32):

$$Q_R = Q_R^{\text{MAX}} F \left( 1 - k \frac{B\phi + 1}{B\phi\beta + k} \right) = Q_R^{\text{MAX}} FB\phi \frac{\beta - k}{B\phi\beta + k} = 2Q_W^{\text{MAX}} f \frac{\beta - k}{B\phi\beta + k}, \quad (37)$$

$$2Q_W = 2Q_W^{\text{MAX}} \left( 1 - 4f \left( \theta_0 - \frac{1}{\beta} \right) - \frac{4}{\beta} \right) = 2Q_W^{\text{MAX}} \left( 1 - \frac{4f}{\beta} \frac{\beta - k}{B\phi\beta + k} - \frac{4}{\beta} \right). \quad (38)$$

В выражении (38) заменим  $\frac{\beta - k}{B\phi\beta + k}$  на  $\frac{Q_R}{2Q_W^{\text{MAX}} f}$ , тогда

$$2Q_W = 2Q_W^{\text{MAX}} (1 - 4/\beta) - 4Q_R/\beta. \quad (39)$$

Общий тепловой поток с ребра и двух элементов стенки трубы:

$$Q = 2Q_W + Q_R = (1 - 4/\beta) (2Q_W^{\text{MAX}} + Q_R). \quad (40)$$

Формулы (37) и (40) представляют собой упрощенную аналитическую модель для вычисления теплового потока с ребра и общего теплового потока с ребра и двух элементов стенки трубы в некотором сечении.

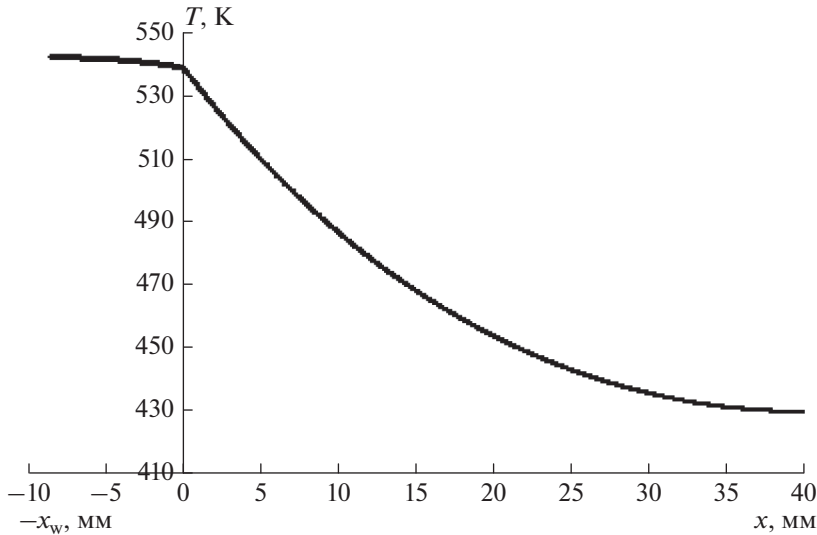


Рис. 7. Распределение температуры в поперечном сечении трубки и ребра при  $T_L = 550$  К.

### ПРОВЕРКА УПРОЩЕННОЙ АНАЛИТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Сопоставим результаты упрощенной модели с результатами совместного численного решения нелинеаризованных уравнений (6) и (26) для типового элемента холодильника-излучателя из алюминиевого сплава (табл. 1). В работе [12] ставился вопрос о выборе теплоносителя для панельных излучателей мегаваттного уровня мощности. Там в качестве оптимального теплоносителя была рекомендована дифенильная смесь. Примерные средние значения свойств этого теплоносителя, а также коэффициента теплоотдачи примем согласно [12].

Зададим следующие типичные для ХИ геометрические параметры: средний радиус трубки  $R_* = 5.5$  мм; толщина стенки трубки  $\delta_W = 1$  мм ( $R_1 = 5$  мм;  $R_2 = 6$  мм); ширина ребра  $L = 40$  мм; толщина ребра  $\delta = 0.25$  мм.

Для данных условий в табл. 2 приведена температура сопряжения  $T_0$  ребра и трубы, тепловой поток с ребра  $Q_R$  и полный тепловой поток  $Q$  (на единицу длины) для некоторого сечения при температуре теплоносителя  $T_L = 400; 550$  и  $700$  К.

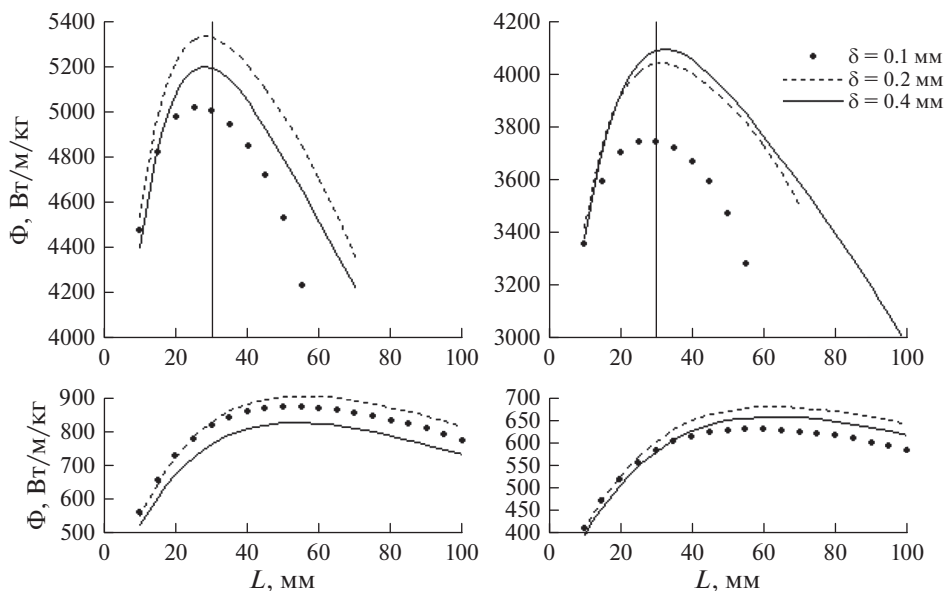
Видно, что результаты упрощенной модели с высокой точностью (с погрешностью менее 1%) совпадают с результатами совместного решения нелинеаризованных уравнений для рассмотренных случаев. Рисунок 7 иллюстрирует распределение температуры по трубе и по ребру при температуре теплоносителя  $550$  К (численное решение).

Чтобы получить распределение температуры вдоль всего трубопровода ХИ (вдоль координаты  $z$ ), запишем уравнение энергии в виде:

$$Gc \frac{dT_L}{dz} = -Q(T_L), \quad (41)$$

где  $G$  и  $c$  – массовый расход и удельная теплоемкость теплоносителя.

Интегрируя (41) по координате  $z$  с краевым условием  $T_L|_{z=0} = T_{L0}$ , можно рассчитать изменение температуры теплоносителя вдоль трубы, а также расстояние  $Z$ , на котором теплоноситель остынет до требуемой температуры и сбросит в космическое пространство требуемое количество тепла. Численное решение уравнения (41) не



**Рис. 8.** Удельная массовая эффективность излучателя  $\Phi = Q/M$  при различной ширине ребра и температурах 700 К (сверху) и 400 К (снизу); толщина стенки трубки  $\delta_W = 1$  мм; средний радиус трубки  $R_* = 5.5$  мм (слева) 7.5 мм (справа).

представляет каких-либо сложностей, поскольку для этого существуют эффективные методы [19]. Таким образом, упрощенная математическая модель (37), (40), (41) позволяет легко рассчитать тепловое состояние всего холодильника-излучателя. С другой стороны, аналитический вид выражений для тепловых потоков (37), (40) позволяет перейти к анализу общих закономерностей функционирования ХИ. В данной работе рассмотрим вопрос о выборе оптимальных параметров оребрения холодильника-излучателя.

### ЗАДАЧА ПОИСКА ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОРЕБРЕНИЯ

В качестве параметра, характеризующего массовое совершенство конструкции, выберем общий удельный тепловой поток (на единицу длины)  $Q$  от холодильника-излучателя в некотором сечении, отнесенный к удельной (на единицу длины) массе  $M$ :

$$\Phi = Q/M.$$

Параметр  $\Phi$  можно назвать удельной (по длине) массовой эффективностью холодильника-излучателя. Удельная масса включает в себя удельную массу ребра  $M_R = \delta L\rho$ , массу трубки и теплоносителя в трубке:

$$M = \delta L\rho + \pi \left( R_* \delta_W \rho + R_*^2 \rho_L / 2 \right). \quad (42)$$

На рисунке 8 показано как меняется функция  $\Phi$  для оребренных трубок (табл. 1) в зависимости от ширины ребра при температурах теплоносителя 700 К (сверху); и 400 К (снизу). Рассматриваются трубки со средним радиусом  $R_* = 5.5$  мм (слева) 7.5 мм (справа); толщина стенки трубки  $\delta_W = 1$  мм и толщины ребер  $\delta = 0.1; 0.2; 0.4$  мм.

Из рисунка следует:

1. При более высокой температуре максимум функции  $\Phi$  наблюдается при меньших значениях ширины ребра: при 700 К –  $L_{OPT} \approx 30$  мм; при 400 К –  $L_{OPT} \approx 50$ –60 мм.

2. Для случая  $R_* = 5.5$  мм предпочтительной толщиной ребра является толщина  $\delta = 0.2$  мм. Для случая  $R_* = 7.5$  мм предпочтительная толщина ребра при 700 К – это  $\delta = 0.4$  мм, а при 400 К – это  $\delta = 0.2$  мм.

3. При увеличении радиуса трубки максимум  $\Phi$  несколько смещается вправо – в сторону более длинных ребер.

Таким образом, существует максимум функции  $\Phi$  при оптимальной ширине  $L_{OPT}$  и толщине ребра  $\delta_{OPT}$ , которые зависят от температуры теплоносителя. Кроме того, оптимальная ширина и толщина ребра тем больше, чем больше радиус трубки.

Оптимальную ширину и толщину ребра будем искать из решения системы:

$$\left\{ \frac{d\Phi}{dL} = 0; \frac{d\Phi}{d\delta} = 0 \right\}. \quad (43)$$

По правилам дифференцирования  $\left(\frac{Q}{M}\right)' = \frac{Q' M - Q M'}{M^2}$ . Тогда уравнение  $\left(\frac{Q}{M}\right)' = 0$  можно заменить на  $Q' = Q \frac{M'}{M}$ . С учетом того, что в выражении (40)  $\beta$  и  $Q_w^{MAX}$  не зависят от параметров оребрения, система (43) принимает вид:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dQ_R}{dL} &= (Q_R + 2Q_w^{MAX}) \frac{1}{M} \frac{dM}{dL}; \\ \frac{dQ_R}{d\delta} &= (Q_R + 2Q_w^{MAX}) \frac{1}{M} \frac{dM}{d\delta}. \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

В выражении (33) для теплового потока с ребра поправка  $k\theta_0 \sim 1/\beta$  является малой величиной. Для практически важных случаев коэффициент конвективной теплоотдачи и параметр  $\beta$  очень высок. Поэтому примем

$$Q_R \approx Q_R^{MAX} F. \quad (45)$$

Далее:

$$\begin{aligned} \frac{d(Q_R^{MAX} F)}{dL} &= \frac{Q_R^{MAX}}{L} \frac{2}{3} (1 - \text{th}^2 [H(a - bH)]) (a - 2bH); \\ \frac{d(Q_R^{MAX} F)}{d\delta} &= \frac{Q_R^{MAX}}{\delta} \left( \frac{\text{th}[H(a - bH)]}{3H} - \frac{1}{3} (1 - \text{th}^2 [H(a - bH)]) (a - 2bH) \right); \\ \frac{dM}{dL} &= \rho\delta; \quad \frac{dM}{d\delta} = \rho L. \end{aligned}$$

Тогда система (44) преобразуется к виду:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{2}{3} (1 - \text{th}^2 [H(a - bH)]) (a - 2bH) &= (F + B) \frac{\rho\delta L}{M}; \\ \frac{\text{th}[H(a - bH)]}{3H} - \frac{1}{3} (1 - \text{th}^2 [H(a - bH)]) (a - 2bH) &= (F + B) \frac{\rho\delta L}{M}. \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

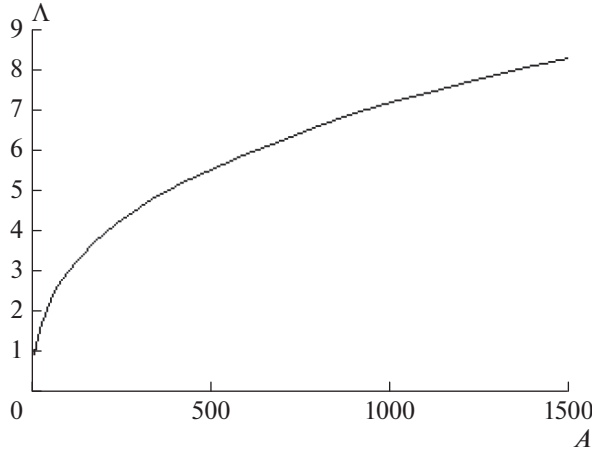


Рис. 9. Универсальная безразмерная зависимость  $\Lambda(A)$  для вычисления оптимальной ширины ребра.

Левые части уравнений системы (46) зависят только от  $H$ , а правые – одинаковые. Приравнявая левые части уравнений системы (46), можно получить безразмерную ширину ребра оптимального по массе холодильника-излучателя:

$$H_{OPT} = 0.9301,$$

которая при больших значениях  $\alpha$  имеет единственное универсальное значение.

Отметим, что эффективность ребра оптимального по массе холодильника-излучателя  $F_{OPT} = 0.5646$ . Далее выразим  $\delta_{OPT}$  через  $H_{OPT}$  и подставим, например, в 1-е уравнение системы (46):

$$\delta_{OPT} = \frac{2\varepsilon\sigma T_L^3 \left(\frac{L_{OPT}}{H_{OPT}}\right)^2}{\lambda}, \quad (47)$$

$$\left(1 + \left(\frac{R_*\delta_W\rho_W}{\rho} + \frac{R_1^2\rho_L}{2\rho}\right) \frac{\pi\lambda H_{OPT}^2}{2\varepsilon\sigma T_L^3 L_{OPT}^3}\right) C_{OPT} = F_{OPT} + \frac{\varepsilon_W\pi R_2}{2\varepsilon L_{OPT}}, \quad (48)$$

$$\text{где } C_{OPT} = \frac{2}{3} \left(1 - \text{th}^2 [H_{OPT}(a - bH_{OPT})]\right) (a - 2bH_{OPT}) = 0.1882.$$

Считая  $\varepsilon_W = \varepsilon$ , в уравнение (48) вместо  $L_{OPT}$  можно ввести безразмерную величину  $\Lambda = \frac{2L_{OPT}}{\pi R_2} \left(\Lambda = \frac{1}{B_{OPT}}\right)$ , что приведет его к следующему безразмерному виду:

$$\left(1 + \frac{A}{\Lambda^3}\right) C_{OPT} = F_{OPT} + \frac{1}{\Lambda}, \quad (49)$$

где  $A = \frac{4\lambda H_{OPT}^2}{\pi^2 \varepsilon \sigma T_L^3} \left[\frac{R_*\delta_W\rho_W}{\rho R_2^3} + \frac{R_1^2\rho_L}{2R_2^3\rho}\right]$ . Уравнение (49) позволяет получить универсальную зависимость  $\Lambda(A)$  (рис. 9).

По решению (49) и формуле (47) легко получить размерные значения оптимальной ширины и толщины ребра для условий табл. 1. На рисунках 10 и 11 приведена оптимальная ширина и толщина ребра в температурном диапазоне от 300 до 700 К для ХИ с

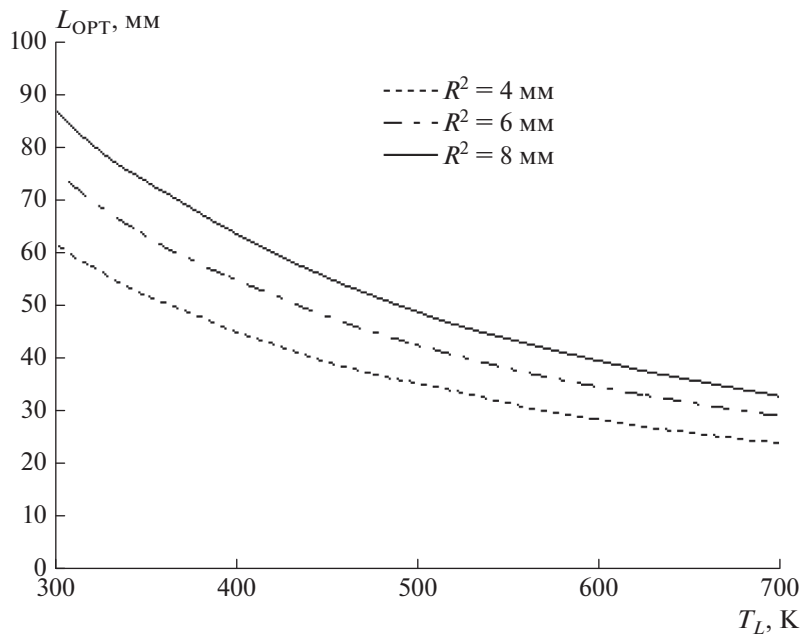


Рис. 10. Оптимальная ширина ребра в зависимости от температуры теплоносителя. Наружный радиус трубки 4, 6, 8 мм, толщина стенки трубки 1 мм.

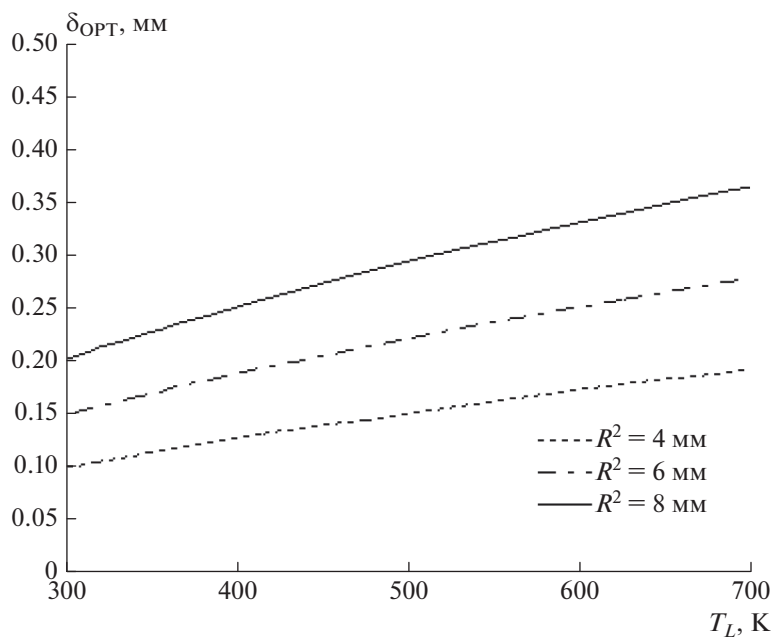
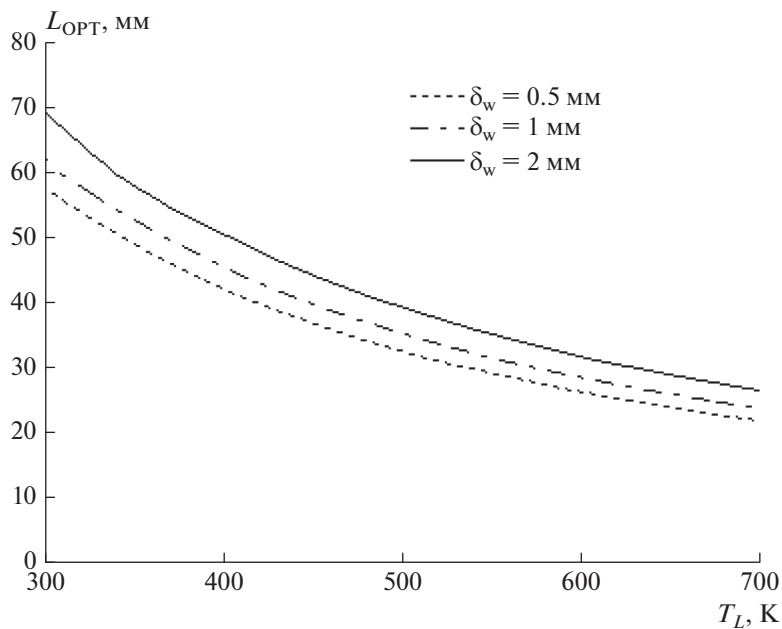
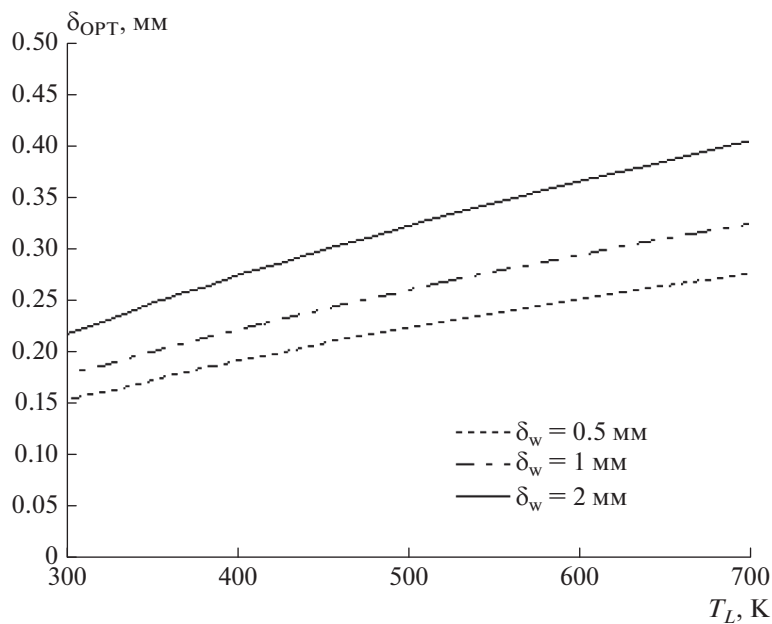


Рис. 11. Оптимальная толщина ребра в зависимости от температуры теплоносителя. Наружный радиус трубки 4, 6, 8 мм, толщина стенки трубки 1 мм.





**Рис. 12.** Оптимальная ширина ребра в зависимости от температуры теплоносителя. Наружный радиус трубки 6 мм, толщина стенки трубки 0.5; 1 и 2 мм.



**Рис. 13.** Оптимальная толщина ребра в зависимости от температуры теплоносителя. Наружный радиус трубки 6 мм, толщина стенки трубки 0.5; 1 и 2 мм.

Таблица 3. Результаты расчета характеристик ХИ мощностью 1 МВт

№	$L$ , мм	$\delta$ , мм	$Z$ , м	$M$ , кг	$M - M_{\min}$ , кг	$S_{\Sigma}$ , м <sup>2</sup>	$\frac{N_{\Sigma}}{M}$ , кВт/кг	$\frac{M}{S_{\Sigma}}$ , кг/м <sup>2</sup>	$\frac{N_{R\Sigma}}{N_{\Sigma}}$	$\frac{M_R}{M}$
1	29.74	0.273	136.0	578.1	35.1	389.0	1.73	1.49	0.69	0.21
2	57.87	0.181	123.8	558.1	15.1	632.5	1.79	0.88	0.70	0.26
3	39.74	0.231	126.3	551.5	8.5	462.1	1.81	1.19	0.70	0.23
4			123.2	543.0	0.0	504.1	1.84	1.08	0.71	0.24
5	45.17	0.216	123.8	548.4	5.4	506.6	1.82	1.08	0.71	0.25

трубкой толщиной  $\delta_W = 1$  мм и наружным радиусом трубки  $R_2 = 4$  мм;  $R_2 = 6$  мм;  $R_2 = 8$  мм. При высокой температуре оптимальная ширина ребра составляет ориентировочно около 30 мм, при низкой – примерно в 2.5 раза больше. Если при 300 К оптимальная толщина ребра 0.1 мм, то при 700 К – примерно в 2 раза больше. Оптимальная толщина ребра оказалась почти пропорциональна радиусу трубки.

Рисунки 12 и 13 иллюстрируют влияние толщины стенки трубки при ее наружном радиусе  $R_2 = 6$  мм.

Таким образом, чем больше радиус и толщина стенки трубки, тем большее по ширине и толщине требуется ребро.

Полученные результаты объясняют поведение функции  $\Phi = Q/M$  – удельной массовой эффективности холодильника-излучателя (рис. 8) и хорошо согласуются с результатами, полученными в работе [13] путем вычислительного эксперимента. Отметим, что в работе [13] учитывалось солнечное излучение.

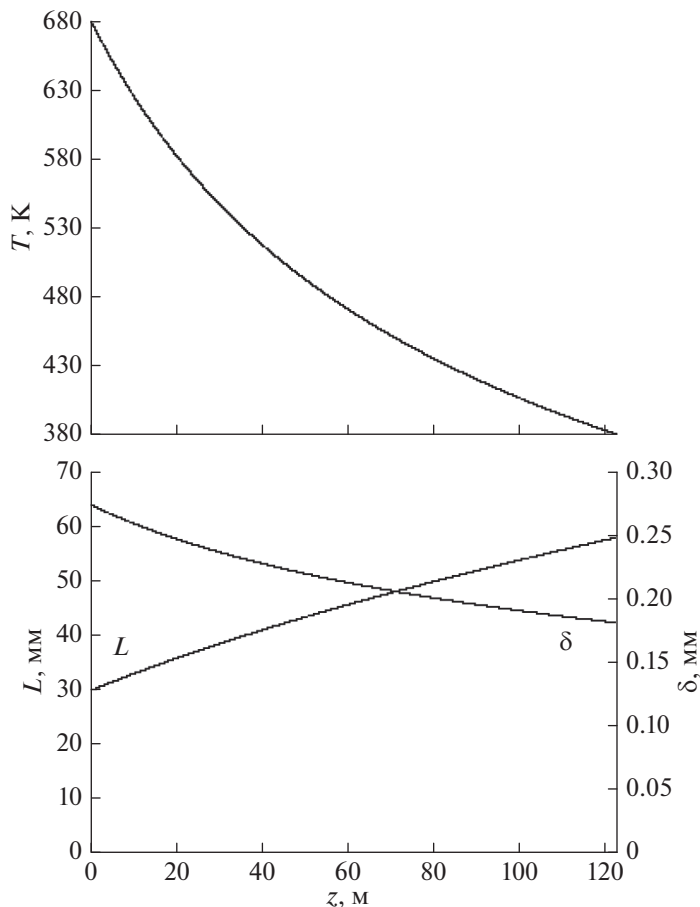
Теперь рассмотрим задачу применительно к условиям, характерным для излучателей перспективных космических аппаратов с ядерной энергоустановкой на борту. Примем, что суммарная тепловая мощность, которую необходимо сбросить в космос  $N_{\Sigma} = 1000$  кВт, температура теплоносителя на входе  $T_{L0} = 680$  К и требуемая температура на выходе  $T_{LZ} = 380$  К. Коэффициент теплоотдачи, свойства материала ХИ и теплоносителя считаем постоянными (по табл. 1). Суммарный массовый расход теплоносителя (на все параллельные потоки) определяется выражением

$$G_{\Sigma} = \frac{N_{\Sigma}}{\int_{T_{LZ}}^{T_{L0}} cdT} = 1.449 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Примем, что наружный радиус трубки ХИ  $R_2 = 6$  мм, толщина стенки трубки  $\delta_W = 1$  мм, количество параллельных потоков  $n = 20$ .

Проинтегрируем (41) по координате  $z$  с краевым условием  $T_L|_{z=0} = T_{L0}$  и определим расстояние  $Z$ , на котором теплоноситель остынет до требуемой температуры. Будем рассматривать 5 вариантов с различными параметрами оребрения:

- 1) ширина и толщина ребра постоянны и соответствуют оптимальным значениям при температуре 680 К;
- 2) ширина и толщина ребра постоянны и соответствуют оптимальным значениям при температуре 380 К;
- 3) ширина и толщина ребра постоянны и соответствуют оптимальным значениям при среднеарифметической температуре 530 К;
- 4) ширина и толщина ребра, переменные по длине потока, вычисляются как оптимальные в зависимости от местной температуры теплоносителя (рис. 14);
- 5) оптимальная ширина и толщина ребра, вычисляемые в расчете № 4, усреднены по длине потока.



**Рис. 14.** Изменение температуры теплоносителя вдоль потока и соответствующая ей оптимальная ширина и толщина ребра (расчет № 4).

Результаты расчетов представлены в табл. 3:  $Z$  – длина потока;  $M$  – общая масса ХИ;  $S_{\Sigma} = 2nZ(2R_2 + 2L)$  – геометрическая излучающая поверхность ХИ (с двух сторон);  $N_{\Sigma}/M$  – удельная мощность по массе;  $M/S_{\Sigma}$  – удельная масса излучателя; доля излучения, отведенная ребрами  $N_{R\Sigma}/N_{\Sigma}$ ; относительная масса оребрения  $M_R/M$ .

Таким образом, проведенные расчеты применительно к условиям, характерным для излучателей перспективных космических аппаратов с мощностью 1 МВт ( $R_2 = 6$  мм,  $\delta_W = 1$  мм), показывают, что при оптимальной ширине и толщине ребра суммарная масса оребрения составляет около четверти массы ХИ, при этом ребра сбрасывают около 70% тепла.

## ВЫВОДЫ

Представлена уточненная методика приближительного аналитического расчета холодильника-излучателя. Она предполагает расчет теплового состояния элемента трубы и ребра с последующим сопряжением решений. На основе полученных аналитиче-

ских выражений для тепловых потоков от холодильника излучателя проведен поиск оптимальных по массе геометрических параметров ребра постоянной толщины. Получено, что, в практически важных случаях, когда коэффициент теплоотдачи высок, ребро оптимального по массе холодильника-излучателя имеет единственное значение безразмерной ширины и эффективности (около 60%). С другой стороны, получено, что чем больше наружный радиус и толщина стенки трубы, тем большее по ширине и толщине требуется ребро. Предложенная методика поиска оптимальных параметров ребрения применена к условиям, характерным для излучателей перспективных космических аппаратов с уровнем мощности 1 МВт.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Фаворский О.Н., Каданер Я.С.* Вопросы теплообмена в космосе. М.: Высшая школа, 1967. 240 с.
2. *Залетаев В.М., Капинос Ю.В., Сургучев О.В.* Расчет теплообмена космического аппарата. М.: Машиностроение, 1979. 208 с.
3. *Синявский В.В.* Научно-технический задел по ядерному электроракетному межорбитальному буксиру "Геркулес" // Космическая техника и технологии. 2013. № 3. С. 25–45.
4. *Гафаров А.А., Пришелец А.Б., Рождественский Н.М.* Сравнительный анализ транспортно-энергетических модулей на базе ядерных энергетических установок с системами прямого и динамического преобразования энергии // Межд. конф. "Ядерная энергетика в космосе – 2005". Материалы научно-технической конф. Т. 1. М., 2005. С. 101–104.
5. *Андреев П.В., Богош И.П., Зарицкий Г.А.* Обоснование характеристик термоэмиссионных космических ЯЭУ второго поколения: проектные и экспериментальные результаты // V Международная конференция "Ядерная энергетика в космосе". Сб. докладов. Ч. 1. Подольск, 1999.
6. *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.
7. *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. № 13. P. 971–980.
8. *Романов А. В.* Системы обеспечения тепловых режимов герметичных отсеков и ЯЭУ космических аппаратов. СПб.: АНО ЛА "Профессионал", 2014. 248 с.
9. *Chang H.V.* Optimization of a heat pipe radiator design // American Institute of Aeronautics and Astronautics, Thermophysics Conference, 19th, Snowmass, CO. Palo Alto, CA. 1984.
10. *Coskun S.B., Atay M.T.* Analysis of Convective Straight and Radial Fins with Temperature-Dependent Thermal Conductivity Using Variational Iteration Method with Comparison with Respect to Finite Element Analysis. Mathematical Problems in Engineering, No. 1, 2007. P. 15.
11. *Hosseini M.J., Gorji M., Ghanbarpour M.* Solution of Temperature Distribution in a Radiating Fin Using Homotopy Perturbation Method. Mathematical Problems in Engineering, № 1. 2009. P. 8.
12. Расчетное сопоставление эффективности применения различных теплоносителей для панельных холодильников-излучателей космических аппаратов. / Волков Н.Н., Волкова Л.И., Григорьев А.Л., Ильмов Д.Н. [и др.] // Теплоэнергетика, 2018. № 11. С. 78–86.
13. *Ильмов Д.Н., Мавров В.А.* Оптимизация панельных теплообменников-излучателей космических энергоустановок // Тепловые процессы в технике. 2019. Т. 11. № 6. С. 265–274.
14. *Ермолаева Ю.О., Ризаханов Р.Н., Сигалаев С.К.* Аналитический расчет распределения температуры излучающей пластины. Известия РАН. Энергетика". № 5. 2012. С. 138–143.
15. *Ермолаева Ю.О., Ризаханов Р.Н., Сигалаев С.К.* Применение аналитических методов расчета распределения температуры излучающей пластины для решения задач обеспечения теплообмена с борта космического аппарата. Известия РАН. Энергетика", № 1. 2014. С. 135–140.
16. *Черкасов С.Г.* Асимптотические решения в задаче о теплопроводном излучающем ребре // Теплофизика высоких температур. 2011. Т. 49. № 6. С. 955–957.
17. *Черкасов С.Г., Лаптев И.В.* Приближенное аналитическое решение двухмерной задачи о теплопроводном излучающем ребре // Теплофизика высоких температур. 2017. Т. 55. № 1. С. 81–84.
18. *Черкасов С.Г., Лаптев И.В.* Приближенный метод расчета теплового режима панельного холодильника-излучателя // Тепловые процессы в технике. 2018. Т. 10. № 3–4. С. 116–124.
19. *Формалев В.Ф., Ревизников Д.Л.* Численные методы. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. 400 с.

**Thermal Exchange and Optimization of Panel Cooler-Radiators  
on Board Megawatt Power Promising Spacecraft**

**D. N. Il'mov<sup>a, \*</sup>, N. I. Filatov<sup>a</sup>, and S. G. Cherkasov<sup>a</sup>**

*<sup>a</sup> JSC "Keldysh Research Center", Moscow, Russia*

*\*e-mail: ilmovdn@mail.ru*

The paper presents the detailed method of an approximate analytical calculation of a cooler-radiator. It involves the calculation of a thermal state of tube and fin elements with a subsequent matching of calculations. The search for the geometrical parameters optimal by weight of a fin of constant thickness for megawatt power radiators was carried out based on resulting analytical equations for heat flows from a cooler-radiator.

*Keywords:* radiative heat exchanger, panel droplet cooler-radiator, heat conductive radiating fin