

# ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ, ВЕНТИЛЯЦИЯ, КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА, ГАЗОСНАБЖЕНИЕ И ОСВЕЩЕНИЕ



УДК 621.643.2:536.24

DOI: 10.17673/Vestnik.2018.01.6

А.Л. ЛУКС  
А.Г. МАТВЕЕВ  
Д.В. ЗЕЛЕНЦОВ

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ ТРУБ, ОТВОДЯЩИХ ТЕПЛО ОТ ТЕПЛО ВЫДЕЛЯЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ

METHOD FOR CALCULATING HEAT PIPES THAT DIVERT HEAT  
FROM THE HEAT-EMITTING SURFACE

*Приводятся результаты комплексных исследований параметров отводящих тепло коллекторов, разработка методики их расчёта. Основную трудность при этом представляет расчет конструкции и параметров в области зоны контакта между тепловой трубой и тепло-выделяющей поверхностью. Показано, что методики расчёта, используемые для конвективных коллекторов, не могут быть применены для коллекторов с тепловыми трубами, в которых элементы не зависят друг от друга. Установлено, что полумпирические модели дают возможность глубже изучить специфику процессов, протекающих в коллекторе, степень их влияния на его эффективность. Предлагаемая в статье упрощенная методика расчёта позволяет на инженерном уровне производить требуемые оценки и расчеты.*

*The results of complex studies of the parameters of the heat-conducting collectors, development of the methods for their calculation are presented. The main difficulty in this case is the calculation of the design and parameters in the region of the contact zone between the heat pipe and the heat-generating surface. It is shown that the calculation methods used for convective collectors can not be applied to collectors with heat pipes in which the elements do not depend on each other. It is established that semiempirical models provide an opportunity to study the specifics of the processes taking place in the reservoir, the degree of their influence on its efficiency. The simplified calculation technique proposed in this article allows us to make the required estimates and calculations at the engineering level.*

**Ключевые слова:** тепловая труба, радиатор, испарение, конденсация, излучение

**Keywords:** heat pipe, radiator, evaporation, condensation, radiation

Тепловые трубы (ТТ) находят широкое применение в радиотехнике, электронике, оптико-технической промышленности и точном приборостроении для охлаждения, термостатирования и терморегулирования аппаратуры; в утилизации сбросной теплоты, для эффективной передачи теплоты в возобновляемых источниках энергии; в химической, лёгкой и пищевой промышленности соответствующих технологических процессов; в промышленности строительных материалов, для отопительных систем и систем кондиционирования воздуха жилых, общественных и промышленных зданий; в медицинской технике для нагрева и охлаждения крови, участков ткани, в криотерапии и т. д. [1–3].

Проектный метод при выборе принципиальных схем систем нагрева и охлаждения и обоснование параметров – важнейший этап проектирования таких систем. Это трудная задача, которая связана с нахождением наиболее рациональных и оптимальных решений [4–7].

Применение ТТ в различных областях техники позволяет улучшить теплотехнические характеристики оборудования, снизить массу и габариты, повысить качество и надёжность его работы, а в конечном счёте улучшить технико-экономические показатели выпускаемой научно-технической продукции [8, 9]. Последнее представляется важным в условиях модернизации технологических процессов совре-

менного производства и импортозамещения при освоении новых ресурсосберегающих технологий, снижения приведенных энергозатрат при их внедрении [10].

Основную трудность при этом представляет расчет конструкции и параметров в области зоны контакта между тепловой трубой и теплообменивающей поверхностью. Ограниченные размеры зазоров в зоне контакта поверхностей препятствуют возникновению сильных конвективных токов. Если  $(Gr \cdot Pr) < 10^3$ , то конвективным теплообменом также можно пренебречь. Соответственно термическое сопротивление контакта определяется двумя величинами – термическим сопротивлением непосредственного контакта  $R_m$  и термическим сопротивлением среды  $R_c$ . Если предположить, что влияние последних друг на друга незначительно, то общее термическое сопротивление контакта в первом приближении можно выразить уравнением для параллельно «включенных» проводимостей

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_m} + \frac{1}{R_c}, \quad (1)$$

где  $R_m$  – термическое сопротивление материала,  $(K \cdot m^2)/Вт$ ;  $R_c$  – термическое сопротивление среды,  $(K \cdot m^2)/Вт$ .

Определение полного контактного сопротивления, как правило, основывается на результатах опытного исследования контакта шероховатых поверхностей. Так как тепло через прослойку передается только теплопроводностью, то термическое сопротивление среды выражается формулой

$$R_c = \frac{\delta_c}{\lambda_c}, \quad (2)$$

где  $\delta_c$  – толщина слоя среды, м;  $\lambda_c$  – коэффициент теплопроводности среды,  $Вт/(K \cdot м)$ .

Вследствие сужения проводящего пути при течи тепла к выступам шероховатости, а затем по выступам до мест фактического контакта соприкасающихся поверхностей возникает дополнительный перепад температур по сравнению с переносом тепла по сплошному металлу. Это равносильно введению дополнительного термического сопротивления фактического (металлического) контакта  $R_m$ .

Как показывают эксперименты с плотной посадкой алюминиевых термоплат испарителя (И) и конденсатора (К) на цилиндрическую тепловую трубку [2, 8], при подводе теплового потока к термоплате испарителя  $Q_{исп}$  наблюдается разогрев корпуса ТТ. От термоплат испарителя до термоплат конденсатора выбирается зазор, а сама термоплата увеличивается, при этом фиксируется перепад температур до полной стабилизации величины в течение 10-15 мин. Это означает, что термическое сопротивление тоже является переменной величиной. Нестационарный режим переходит в стационарный. Запуск ТТ заканчивается.

Если сжимающая нагрузка приложена к двум сопряженным плоским поверхностям, наличие технической или другой шероховатости поверхности приводит к несовершенству контакта по границе их раздела. Как показывает анализ, такой несовершенный контакт характеризуется большим числом «контактных» пятен. Они разбросаны по всей поверхности контактирования. Степень несовершенства контакта измеряется как распределением размеров этих контактных пятен, так и долей фактической площади контакта от кажущейся или номинальной площади, от используемых материалов и т. п.

Расчет степени несовершенства контакта имеет особое значение для ряда технических задач. К ним относится определение теплового и электрического сопротивлений контакта, а также уплотняющей способности, трения, износа и смазки. При тепловом контакте поверхностей несовершенству контактирования приводит к резкому повышению температуры на границе раздела. Другими словами, температуры поверхностей при контакте все более различаются друг от друга. При этом их равенство характерно лишь для идеального контакта. Такой температурный перепад играет важную роль в тепловых свойствах композиционных материалов, а также в биомедицинском и аэрокосмическом приборостроении [2, 3, 9].

В микроэлектронике несколько слоев материалов используются для компоновки электронных устройств. Несовершенство контакта между слоями существенно влияет на их электрические и тепловые характеристики, регулируя их.

В [11] показано, что меньшие пятна контакта, скорее всего, находятся в состоянии пластической деформации, а большие пятна, доминирующие в теплопроводности, испытывают упругую деформацию. Более того, повторные нагружение и нагрузка делают поверхность тверже и тем самым способствуют упругой деформации (закон Гука).

Рассмотрим модель цепи тепловых сопротивлений. Контакт между двумя шероховатыми поверхностями можно моделировать некоторой эффективной поверхностью, находящейся в контакте с гладкой поверхностью. Такой воображаемый контактный процесс воспроизводит большое число контактных пятен.

Каждое контактное пятно характеризуется некоторым сопротивлением тепловому потоку через поверхность. Поскольку крупные неровности содержат более мелкие [11], это сопротивление складывается из целого ряда сопротивлений. На плоскости контакта одновременно присутствуют все пятна. Поэтому данные сопротивления действуют параллельно. Поскольку в пределе бесконечно малой площади число островов (пятен) становится бесконечным, поток тепла передается через бесконечную и чрезвычайно сложную сеть тепловых сопротивлений.

Как показывает анализ, такая модель контактных пятен неправомерна с точки зрения трения и коэффициента теплоотдачи, так как между элементами шероховатостей всегда находится другая среда (например, воздух или паста) с иными теплофизическими свойствами по сравнению с твердыми поверхностями.

В реальных случаях контакт двух поверхностей не может быть идеальным. Контакт ухудшается с уменьшением класса чистоты обработки этих поверхностей и от влияния других факторов. В результате площадь фактического контакта существенно меньше площади соприкасающихся поверхностей. Последние могут быть разделены слоем воздуха (другого газа или жидкости), оксидными пленками или пастой и т. п. Это обуславливает повышенное термическое сопротивление из-за меньших коэффициентов теплопроводности газовой прослойки (по сравнению с твердым телом) или пастой, отклонение теплового потока от нормали к поверхности контакта, повышенное термическое сопротивление оксидной пленки, загрязнения и т. п.

При этом сопротивление теплопередаче фактического контакта  $R_k$  уменьшается с ростом сжимающих усилий на контактирующих поверхностях, при повышении чистоты их обработки, температуры в зоне контакта, уменьшении твердости контактирующих материалов. В зоне контакта происходит заметное изменение температуры (в зависимости от усилий – до сотни градусов) и термосопротивления.

Ниже приведен предлагаемый полуэмпирический метод расчета теплопередачи через контактное пятно между ТТ и тепловыделяющей поверхностью прибора. Расчет поверхности теплообмена и проходного сечения по воздуху в конденсаторе ТТ осуществляется следующим образом.

1. Определяется общее число ребер на трех сторонах конденсатора:

$$N=3n, \text{ шт.},$$

$$k=\Delta_{м.р}+\delta_p, \text{ мм},$$

$$n=L/k, \text{ шт.},$$

где  $n$  – число ребер на одной стороне ТТ, шт.;

$k$  – число ребер на трех сторонах, шт.;

$L$  – длина коллектора, мм;

$\Delta_{м.р}$  – межреберное расстояние, мм;

$\delta_p$  – толщина ребра, мм.

2. Определяется площадь поверхности одного ребра:

$$f' = 2(\delta_p \cdot h + l \cdot h) + \delta_p \cdot l, \text{ мм}^2,$$

где  $h$  – высота ребра, мм;

$l$  – длина ребра, мм.

Рассчитывается площадь поверхности ребер на трех сторонах ТТ:

$$f_{\Sigma}^p = f' \cdot N, \text{ мм}^2.$$

3. Определяется площадь межреберной поверхности:

$$f_{м.р} = \Delta_{м.р} \cdot l, \text{ мм}^2.$$

Полная площадь межреберной поверхности составляет

$$f_{\Sigma}^{м.р} = f_{м.р} (N-3), \text{ мм}^2.$$

4. Суммарная поверхность теплообмена составляет

$$\Sigma F^{TO} = f_{\Sigma}^p + f_{\Sigma}^{м.р}, \text{ мм}^2.$$

5. Рассчитывается площадь проходного сечения по воздуху:

$$S_g = \Delta_{м.р} \cdot h \cdot (N-3), \text{ мм}^2.$$

6. Скорость воздуха определяется по формуле

$$w_g = \frac{G}{3600 \cdot \rho_g \cdot S_g}, \text{ м/с},$$

где  $G$  – расход воздуха, м<sup>3</sup>/ч;

$\rho_g$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

7. Определяется гидравлический диаметр  $d_r$ :

$$d_r = \frac{4S_g}{P_g}, \text{ мм},$$

где  $P_g$  – смоченный периметр, мм.

8. Через вычисление критерия Рейнольдса определяется режим течения:

$$Re = \frac{w_g \cdot d_r}{\nu},$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость воздуха, м<sup>2</sup>/с.

9. Для указанного режима течения воздуха рассчитывается критерий Нуссельта

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8}.$$

10. Конвективный коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$\alpha_{конв} = \frac{Nu \cdot \lambda_{cp}}{d_r}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\lambda_{cp}$  – коэффициент теплопроводности среды (например, воздуха), Вт/(м·К).

11. Определяется эффективность оребрения, рассчитывается гиперболический тангенс:

$$\eta = \frac{th(mh)}{mh},$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{\text{конт}}}{\lambda_m \cdot \delta_p}},$$

где  $th(mh)$  – ширина конденсатора, мм.

12. В практических расчетах термическое сопротивление фактического контакта для поверхности механической чистовой обработки не выше 8-9 классов можно найти при помощи зависимости

$$R_m = \frac{3 \cdot \sigma_e \cdot S_m}{2,1 \cdot N \cdot \lambda_{cp}} \cdot 10^{-4}.$$

13. Рассчитывается суммарный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{конт}} = \alpha_{cp} + \alpha_{m'}$$

где  $\alpha_{cp}$  – коэффициент теплоотдачи среды в местах контакта, Вт/(м·К<sup>2</sup>);

$\alpha_{m'}$  – коэффициент теплоотдачи материала в местах контакта, Вт/(м·К<sup>2</sup>).

14. Определяется коэффициент теплоотдачи среды в местах контакта

$$\alpha_{cp} = \frac{\lambda_{cp}}{h_{cp}}, \text{ Вт/(м·К}^2\text{)},$$

где  $h_{cp}$  – высота микрошероховатости, м.

15. Коэффициент теплообмена в местах контакта «металл-металл» вычисляется по формуле

$$\alpha_m = 2,1 \cdot 10^4 \frac{p \cdot \lambda_m}{3\sigma}, \text{ Вт/(м·К}^2\text{)},$$

где  $p$  – давление контакта, кг/см<sup>2</sup>;

$\lambda_m$  – коэффициент теплопроводности материала (например, алюминия), Вт/(м·К);

$\sigma$  – предел прочности материала, кг/мм<sup>2</sup>.

16. Определяется перепад температуры по поверхности контакта «коллектор-ТТ»:

$$\Delta t = \frac{Q_{\text{зад}}}{\alpha_{\text{конт}} \cdot F_{\text{конт}}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $Q_{\text{зад}}$  – заданное значение теплового потока, Вт;  $F_{\text{конт}}$  – площадь поверхности контакта «коллектор-ТТ», м<sup>2</sup>.

17. Перепад температуры по толщине основания ТТ в месте контакта «коллектор-ТТ» рассчитывается через термическое сопротивление плоской стенки ТТ:

$$\Delta t_{\text{осн}} = \frac{Q_{\text{зад}} \cdot \delta}{F_{\text{конт}} \cdot \lambda_m}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $\delta$  – толщина основания ТТ, м.

18. Температура поверхности ТТ определяется по формуле

$$t_{\text{ТТ}} = t_{\text{кол}} - \Delta t_{\text{конт}} - \Delta t_{\text{осн}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

19. Внешний теплообмен определяется по расчетному тепловому потоку

$$Q_{\text{расч}} = \alpha_{\text{конт}} \cdot \Sigma F_{\text{Т.О}} (t_{\text{ТТ}} - t_{\text{осн}}) \cdot \eta, \text{ Вт.}$$

Расчетное значение теплового потока сравнивается с заданным, и если погрешность находится в пределах допустимой (до 10 %), то расчет считается выполненным верно. Если же погрешность выше допустимой, то расчет делается вновь с измененными исходными данными.

**Выводы.** Для инженерного расчета параметров коллекторов с ТТ разработана упрощенная методика расчета с более простыми вычислительными средствами. Она использует наряду с аналитическими также эмпирические описания и средства рассматриваемых процессов переноса. Допущения, которые вводятся в дополнение к общепринятым, отражают специфику применения и особые свойства ТТ при эксплуатации.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тепловые трубы: теория и практика / С. Чи; пер. с англ. В.Я. Сидорова. М.: Машиностроение, 1981. 207 с.
2. Лукс А.Л., Матвеев А.Г., Лукс А.А. Исследование тепловых труб и двухфазных термосифонов как перспективных базовых элементов систем теплоснабжения и вентиляции в ЖКХ и промышленности // Повышение энергоэффективности зданий и сооружений: межвузовский сборник научных трудов / СГАСУ. Самара, 2006. С. 111-119.
3. Зеленцов Д.В., Лукс А.Л. Отопление помещений на основе использования отопительных приборов на тепловых трубах // Традиции и инновации в строительстве и архитектуре. Строительные технологии: сб. статей / под ред. М.И. Бальзаникова, К.С. Галицкова, А.К. Стрелкова; СГАСУ. Самара, 2015. С. 315-317.
4. Смирнов Г.Ф. Основы расчета эффективности систем с низкотемпературными ТТ. Минск: ИФЖ, 1975. Т.28. № 2. С. 198-207.
5. Васильев Л.Л. Теплообменники на тепловых трубах. Минск: Наука и техника, 1981. 143 с.
6. Фролов В.П., Щербаков С.Н., Фролов М.В., Шелгинский А.Я. Эффективность использования тепловых насосов в централизованных системах теплоснабжения // Новости теплоснабжения. 2004. № 07 (47). С. 34-39.
7. Пуринг С.М., Ватузов Д.Н. Оптимизация выбора способа теплоснабжения жилых многоквартирных домов. В сборнике: Инновационные стратегии развития экономики и управления Сборник статей. Самарский государственный архитектурно-строительный университет. Самара, 2015. С. 313-316.
8. Лукс А.Л., Крестин Е.А., Матвеев А.Г., Веснин В.И. Экспериментальное исследование режимов работы вы-

сокоэффективных тепловых труб с  $\Omega$ -образной капиллярной канавчатой структурой фитиля // Градостроительство и архитектура. 2016. № 3 (24). С. 17-24. DOI: 10.17673/Vestnik.2016.03.3.

9. Лукс А.Л., Зеленцов Д.В. Схема и состав газо(паро) жидкостного теплообменного устройства // Актуальные проблемы в строительстве и архитектуре. Образование. Наука. Практика: материалы 61-й региональной НТК / СамГАСА. Самара, 2004. С. 209-210.

10. Novopashina N., Puring S. The use of energy saving technology as the basis for the state program implementation. В сборнике: MATEC Web of Conferences Ser. "International Science Conference SPbWOSCE-2016 "SMART City"" 2017. С. 06023.

11. Лукс А.Л., Матвеев А.Г. Исследование высокоэффективных аммиачных тепловых труб энергосберегающих систем терморегулирования крупногабаритных конструкций космического аппарата // Вестник Самарского государственного университета. Естественнонаучная серия. 2007. № 6(56). С. 401-418.

Об авторах:

**ЛУКС Александр Леонидович**

кандидат технических наук, старший научный сотрудник по механике жидкостей, газа и плазмы, ведущий научный сотрудник НИЛ «Теплоэнерготехника» Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва 443011, Россия, г. Самара, ул. Академика Павлова, 1

**LUKS Alexander L.**

PhD in Engineering Science, Senior Researcher for the Mechanics of Liquids, Gas and Plasma, Leading Scientific Researcher of NIL «Teplenergotekhnika» Samara National Research University 443011, Russia, Samara, Akademika Pavlova str., 1

**МАТВЕЕВ Андрей Григорьевич**

заведующий научно-исследовательской лабораторией «Теплоэнерготехника» Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва 443011, Россия, г. Самара, ул. Академика Павлова, 1

**MATVEEV Andrey G.**

Head of NIL «Teplenergotekhnika» Samara National Research University 443011, Russia, Samara, Akademika Pavlova str., 1

**ЗЕЛЕНЦОВ Данила Владимирович**

кандидат технических наук, заведующий кафедрой теплогазоснабжения и вентиляции Самарский государственный технический университет Академия строительства и архитектуры 443001, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 194, тел. (846) 337-81-03 Email: dvzelentsov@mail.ru

**ZELENTSOV Danila V.**

PhD in Engineering Science, Head of the Heat and Gas Supply and Ventilation Chair Samara State Technical University Academy of Civil Engineering and Architecture 443001, Russia, Samara, Molodogvardeyskaya str., 194, tel. (846) 337-81-03 Email: dvzelentsov@mail.ru

Для цитирования: Лукс А.Л., Матвеев А.Г., Зеленцов Д.В. Методика расчета тепловых труб, отводящих тепло от тепловыделяющей поверхности // Градостроительство и архитектура. 2018. Т.8, №1. С.35-39. DOI: 10.17673/Vestnik.2018.01.6.

For citation: Luks A.L., Matveev A.G., Zelentsov D.V. Method for calculating heat pipes that divert heat from the heat-emitting surface // Urban construction and architecture. 2018. V.8, 1. Pp. 35-39. DOI: 10.17673/Vestnik.2018.01.6.