

Г. А. ГОРБЕНКО, Р. Ю. ТУРНА, Р. С. ОРЛОВ, Е. Э. РОГОВОЙ

*Харьковский Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского  
«Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина*

## ТЕПЛОТРАНСПОРТНАЯ СПОСОБНОСТЬ ФИТИЛЯ ИЗ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ СЕТОК

При изготовлении фитилей для капиллярного транспорта теплоносителя в различных теплопередающих устройствах, таких как тепловые трубы, контурные тепловые трубы, гидроаккумуляторы с тепловым регулированием, испарительные теплообменники, термоплаты и др., используются капиллярно-пористые структуры. Широкое применение приобрели капиллярно-пористые структуры из спрессованных порошков (металлических или неметаллических). Однако технология изготовления таких фитилей сложна и трудоемка. Важными требованиями, которые предъявляются к фитилям, являются высокий капиллярный напор, малое гидросопротивление, небольшая масса и технологичность. Капиллярно-пористой структурой, которая отвечает этим требованиям, может служить фитиль из нескольких слоев металлических сеток, наложенных друг на друга и соединенных между собой контактной сваркой. Основными достоинствами таких фитилей являются малая масса и простота изготовления. В статье рассмотрена методика и результаты определения предельной теплотранспортной способности свободного фитиля (не контактирующего с твердыми стенками) из металлических сеток. Приведена конструкция экспериментальной установки, которая позволяет проводить испытания не только при положительных, но также и при небольших отрицательных углах наклона фитиля к горизонту. Проведены эксперименты на аммиаке по определению предельной теплотранспортной способности плоского свободного фитиля из двухслойной металлической сетки  $0,2 \times 0,13$  мм тканого плетения. По результатам проведенных экспериментов получена зависимость предельной теплотранспортной способности фитиля от температуры насыщения теплоносителя и угла наклона к горизонту. Проведенные эксперименты позволяют для фитиля данной конструкции вычислить его максимальную теплотранспортную способность в земных условиях при любой ширине, транспортной длине фитиля и угле его наклона к горизонту. Рекомендованы формулы для расчета теплотранспортной способности фитилей из металлических сеток различной длины и ширины в условиях микрогравитации и в поле силы тяжести земли при различной ориентации. Результаты проведенных экспериментов позволяют определять теплотранспортную способность фитилей из металлических сеток и в условиях микрогравитации.

**Ключевые слова:** капиллярно-пористая структура; капиллярный транспорт; теплотранспортная способность; фитиль; металлическая сетка; микрогравитация; тепловая труба; ориентация фитиля; экспериментальные исследования.

### Введение

Для капиллярного транспорта теплоносителя в различных теплопередающих устройствах в невесомости и на земле могут использоваться свободные фитили различной конструкции. Для проектирования теплопередающих устройств необходимо уметь рассчитывать теплотранспортную способность фитилей разной длины в невесомости и при различной ориентации в поле тяжести. Эти характеристики существенно зависят от конструкции фитиля. Все особенности конструкции трудно корректно учесть без прямых экспериментальных исследований фитиля. Методика испытаний должна быть такова, чтобы объем необходимых экспериментов был минимальным, а обобщенные рекомендации на основе

этих экспериментов можно было бы использовать в широком диапазоне параметров для данного типа фитилей.

### 1. Постановка задачи

Целями данной работы являются:

- определение теплотранспортной способности плоского свободного фитиля;
- прогнозирование теплотранспортной способности плоского свободного фитиля для условий микрогравитации;
- получение зависимостей для определения теплотранспортной способности фитиля любой ширины;

—экспериментальное подтверждение формулы для расчета эффективного радиуса капилляра сетчатого плетения (6).

## 2. Методика испытаний.

### Экспериментальная установка

За основу взята методика [1] – европейский стандарт для квалификационных и приемосдаточных испытаний двухфазных систем (тепловых труб, контурных тепловых труб) космического назначения. На рис. 1 приведена схема экспериментальной установки. Свободный плоский фитиль 4 фиксированной длины, не касающийся стенок, располагался в боксе 7 с аммиаком. Один конец фитиля погружен в ванну 3 с жидкостью. Второй конец соединяется с цилиндрическим нагревателем 6. На поверхности нагревателя имеется капиллярно-пористая структура 5 для обеспечения смачивания всей поверхности нагревателя. Бокс мог устанавливаться под разными углами  $\varphi$  к горизонту. Измерялись: температура насыщения пара  $T_{sat}$ , температура и мощность нагревателя  $Q$ . Для поддержания заданной стабильной температуры в боксе и компенсации теплопотерь через стенки использовались охранный нагреватель –термосифон 1 и конденсатор 2, блокированный с термостатом. Охранный нагреватель всегда имел мощность, превышающую теплопотери.

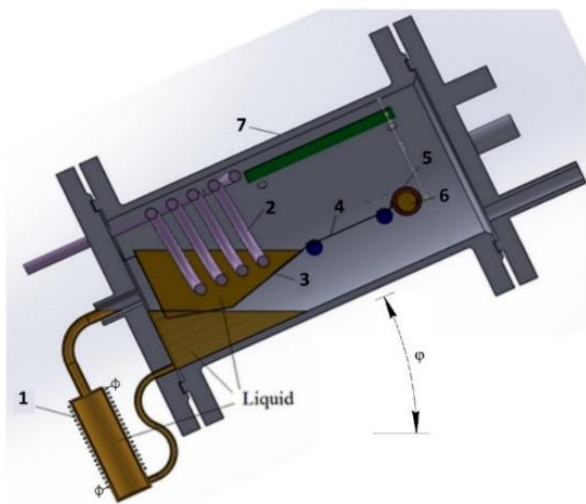


Рис. 1. Экспериментальная установка. Распределение жидкости в боксе при  $\varphi = 25^\circ$ :

- 1 – охранный нагреватель – термосифон;
- 2 – конденсатор; 3 – ванна; 4 – плоский фитиль;
- 5 – капиллярная структура на поверхности нагревателя; 6 – нагреватель; 7 – бокс

Жидкость по фитилю транспортировалась капиллярными силами из ванны 3 к нагревателю 6 и

испарялась с его поверхности 5. При фиксированном угле  $\varphi$  постепенно увеличивалась мощность нагревателя вплоть до осушения поверхности нагревателя.

Осушение поверхности сопровождалось резким повышением температуры нагревателя. При этом фиксировалась критическая мощность  $Q_c$ , которая соответствовала предельной теплопроводной способности фитиля при данной длине  $L$  и угле наклона  $\varphi$ . Испытания выполнялись как при положительных, так и при небольших отрицательных углах наклона фитиля к горизонту  $\varphi$ . При этом существовал максимальный угол наклона  $\varphi_{max}$ , при котором предельная теплопроводная способность фитиля  $Q_c = 0$ .

Рисунок 2 является реальным примером изменения температуры медного сердечника нагревателя  $T_w$  при постепенном ступенчатом повышении мощности  $Q$ . При проявлении кризиса  $Q = Q_c$  температура  $T_w$  резко увеличивается. Причиной является недостаточный транспорт жидкости к поверхности нагревателя от фитиля. Это приводит к резкому уменьшению смоченной поверхности нагревателя, к резкому росту температуры медного сердечника.

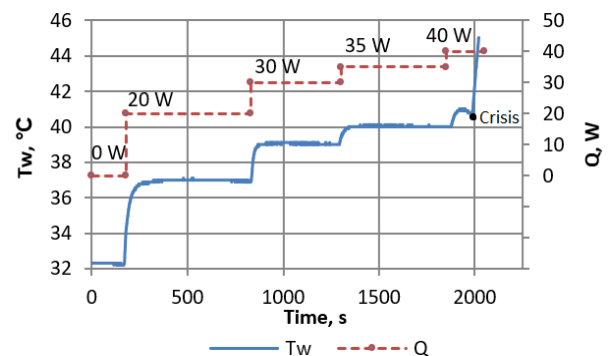


Рис. 2. Изменение температуры медного сердечника нагревателя  $T_w$  при ступенчатом повышении мощности  $Q$ .  $T_{sat} = 32,3^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 24^\circ$ . Критическая мощность  $Q_c = 40\text{ W}$

## 3. Результаты испытаний

Испытан плоский фитиль из двухслойной сетки  $0,2 \times 0,13$  мм (сталь AISI 321) тканого плетения на аммиаке. Размеры фитиля: 87(длина) $\times$ 68(ширина) мм. Результаты испытаний приведены на рис. 3. Как видно, в диапазоне выполненных экспериментов до углов  $24\text{ deg}$ . зависимость  $Q_c = f(\varphi)$  носит линейный характер.

По результатам этих экспериментов строились графики следующих зависимостей:

- максимальный угол наклона  $\varphi_{max}$  от температуры насыщения  $T_{sat}$  при  $Q_c = 0$  (рис. 4);

– предельная теплотранспортная способности фитиля (критическая мощность нагревателя)  $Q_{c0}$  в горизонтальном положении при  $\varphi = 0$  от температуры насыщения  $T_{sat}$  (рис. 5). Эта мощность соответствует максимальной теплотранспортной способности при работе фитиля в невесомости [1].

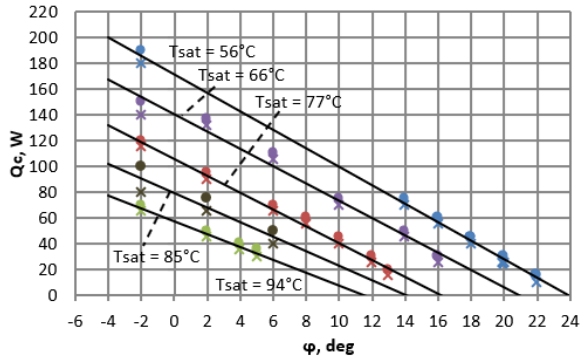


Рис. 3. Зависимость критической мощности  $Q_c$  от угла наклона фитиля к горизонту  $\varphi$ :

● – кризис; x – устойчивое смачивание нагревателя

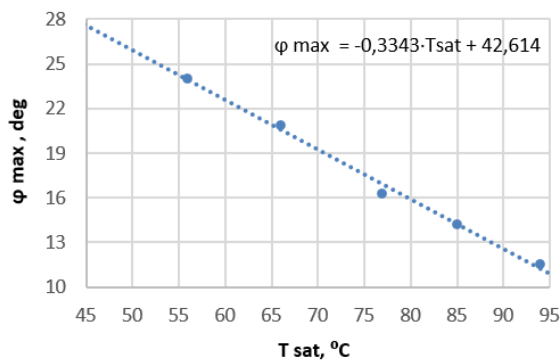


Рис. 4. Зависимость максимального угла наклона  $\varphi_{max}$  от температуры насыщения  $T_{sat}$  при  $Q_c = 0$

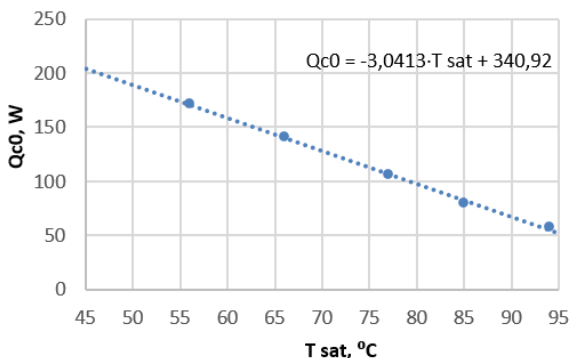


Рис. 5. Зависимость предельной теплотранспортной способности фитиля (критической мощности нагревателя)  $Q_{c0}$  ( $\varphi=0$ ) от температуры насыщения  $T_{sat}$  при работе фитиля в горизонтальном положении (в невесомости)

Отметим, что в отличие от рекомендаций [1], эксперименты проводились и на отрицательных углах до  $\varphi = -2deg$ . Наличие этих точек на рис. 3 позволяет более четко фиксировать значение  $Q_{c0}$ .

Графики на рис. 4 и 5 можно аппроксимировать линейными функциями:

$$\varphi_{max} = -0,3343 \cdot T_{sat} + 42,614, \text{ град.}, \quad (1)$$

$$Q_{c0} = -3,0413 \cdot T_{sat} + 340,92, \text{ Вт.} \quad (2)$$

Полученные результаты (см. рис. 3) позволяют определить эффективный радиус капиллярной структуры  $r_{cap}$ . Приравняв гидростатический напор при  $Q_c = 0$  капиллярному давлению, получим:

$$r_{cap} = \frac{2 \cdot \sigma}{\rho \cdot g \cdot H_{max}} = \frac{2 \cdot \sigma}{\rho \cdot g \cdot L_{tr} \cdot \sin \varphi_{max}}, \quad (3)$$

где  $H_{max}$  – высота вертикального подъема жидкости в капиллярной структуре

$$H_{max} = \frac{2 \cdot \sigma}{r_{cap} \cdot \rho \cdot g} = L_{tr} \cdot \sin \varphi_{max}, \quad (4)$$

где  $\rho, \sigma$  – плотность и поверхностное натяжение жидкости;

$g$  – ускорение свободного падения;

$L_{tr}$  – транспортная длина свободного фитиля.

Вторую зависимость рационально представить и в удельном виде, разделив мощность на ширину фитиля  $B = 0,068m$ , чтобы можно было ее использовать для фитиля любой ширины (рис. 6):

$$Q_{c0} / B = -44,725 \cdot T_{sat} + 5013,6, \text{ Вт/м} \quad (5)$$

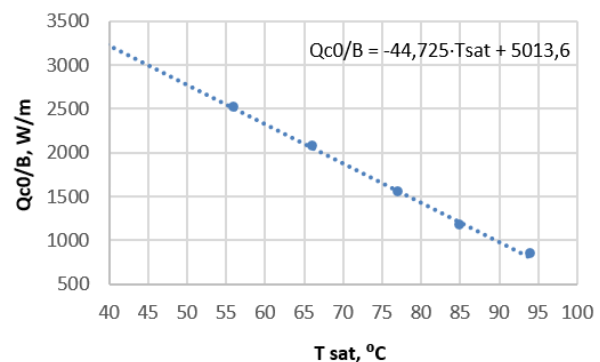


Рис. 6. Зависимость удельной предельной теплотранспортной способности фитиля  $Q_{c0}/B$  от температуры насыщения  $T_{sat}$

Высота подъема жидкости  $H_{\max}$  и эффективный радиус капилляра  $r_{\text{cap}}$  приведены в таблице 1.

Таблица 1

Высота подъема жидкости  $H_{\max}$  и эффективный радиус капилляра  $r_{\text{cap}}$

$T_{\text{sat}}, ^\circ\text{C}$	94	85	77	66	56
$\varphi_{\max}, \text{град.}$	11,50	14,15	16,26	20,84	23,97
$H_{\max}, \text{мм.}$	17,35	21,27	24,36	30,96	35,35
$r_{\text{cap}}, \text{мм.}$	0,160	0,164	0,169	0,162	0,165
$\sigma, \text{Н/м}$	0,006419	0,008437	0,010339	0,013108	0,015769
$\rho, \text{кг/м}^3$	472,76	494,54	512,07	534,07	552,43

В работе [2] для расчета эффективного радиуса капилляра сеток тканого плетения рекомендуется формула:

$$r = (w + d) / 2, \quad (6)$$

где  $w$  – размер ячейки сетки в свету;

$d$  – диаметр проволоки.

Для сетки  $0,2 \times 0,13$ :  $r = 0,165$  мм.

Как видим из таблицы 1,  $r \approx r_{\text{cap}}$ , что говорит о справедливости формулы (6) и адекватности проведенных экспериментов. Поэтому эксперименты вблизи  $Q_c = 0$  с целью определения зависимости  $\varphi_{\max} = f(T_{\text{sat}})$  для фитилей из сеток тканого плетения можно не проводить, а определять  $\varphi_{\max}$  из уравнения (3), задавая  $r_{\text{cap}} \approx r$  по формуле (6).

#### 4. Расчет теплотранспортной способности фитиля произвольной длины и ориентации

Проведенные эксперименты позволяют рассчитать максимальную теплотранспортную способность фитиля данной конструкции в земных условиях при любой транспортной длине фитиля и угле наклона к горизонту  $\varphi$ .

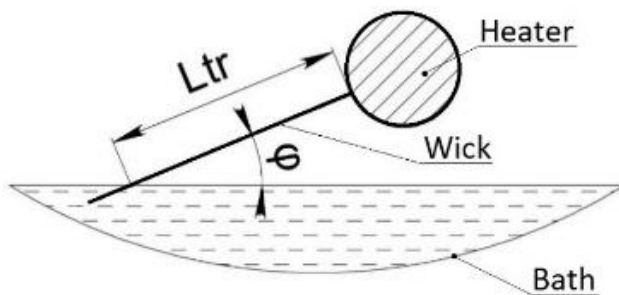


Рис. 7. К расчету теплотранспортной способности фитиля

В соответствие с работами [2, 3], теплотранспортная способность фитиля произвольной транспортной длины  $L_{\text{tr}}$  и угла наклона к горизонту  $\varphi$  имеет следующий вид:

$$Q_c = \frac{R \cdot K_w \cdot A_w \cdot 2 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{v \cdot r_{\text{cap}}} \times \left( \frac{1}{L_{\text{tr}}} - \frac{\rho \cdot g \cdot r_{\text{cap}}}{2 \cdot \sigma \cdot \cos \theta} \cdot \sin \varphi \right), \text{ Вт}, \quad (7)$$

где  $R$  – скрытая теплота парообразования;

$K_w$  – проницаемость фитиля;

$A_w$  – поперечное сечение фитиля;

$\theta$  – краевой угол смачивания.

Формулу (7) можно представить в виде:

$$Q_c = C_1 \cdot \left( \frac{1}{L_{\text{tr}}} - C_2 \cdot \sin \varphi \right), \text{ Вт}, \quad (8)$$

где  $C_1$  и  $C_2$  – константы, зависящие только от конструкции фитиля и свойств жидкости при заданной температуре насыщения  $T_{\text{sat}}$ . Они находятся на базе проведенных экспериментов (см. рис. 2) из следующих условий:

- если  $\varphi = 0$   $Q_c = Q_{c0}$ .  $C_1 = Q_{c0} \cdot L_{\text{tr}}$ ;
- если  $\varphi = \varphi_{\max}$   $Q_c = 0$ .  $C_2 = 1 / (L_{\text{tr}} \cdot \sin \varphi_{\max})$ .

Используя формулу (8) и набор констант из таблицы 2 можно построить зависимость максимальной теплотранспортной способности  $Q_c$  фитиля данной конструкции любой длины, ширины, при любом угле наклона и температуре насыщения  $T_{\text{sat}}$ , хотя эксперименты были проведены только при одной длине и ширине фитиля и в ограниченном диапазоне углов наклона от  $-2$  до  $22$  град.

Таблица 2

Константы  $C_1$  и  $C_2$

$T_{\text{sat}}, ^\circ\text{C}$	$Q_{c0}, \text{Вт}$	$\varphi_{\max}, \text{град.}$	$\sin \varphi_{\max}$	$C_1, \text{Вт}\cdot\text{мм}$	$C_2, 1/\text{мм}$
45	204,06	27,57	0,463	17753,2	0,0248
56	171,28	23,97	0,406	14901,4	0,0283
66	140,66	20,84	0,356	12237,4	0,0323
77	105,98	16,26	0,280	9220,3	0,0410
85	79,58	14,15	0,244	6923,7	0,0470
94	57,50	11,50	0,199	5002,5	0,0577

Для примера в таблице 3 и на рис. 8 приведена зависимость удельной теплотранспортной способности  $Q_c/B = f(\varphi)$  фитиля аналогичной конструкции любой ширины, транспортной длиной  $L_{\text{tr}} = 40$  мм, в диапазоне углов  $\varphi = 0 \dots 90$  град.

Таблица 3

Зависимость удельной теплопроводной способности от температуры насыщения

φ, град	T <sub>sat</sub> , °C					
	45	56	66	77	85	94
0	6526,9	5478,4	4499,1	3389,8	2545,5	1839,2
10	5401,0	4401,9	3489,5	2423,4	1714,0	1102,7
20	4309,3	3358,0	2510,7	1486,3	907,9	388,5
30	3285,0	2378,5	1592,2	607,1	151,5	-
40	2359,3	1493,3	762,1	-	-	-
50	1560,1	729,1	45,5	-	-	-
60	911,8	109,2	-	-	-	-
70	434,2	-	-	-	-	-
80	141,7	-	-	-	-	-
90	43,2	-	-	-	-	-

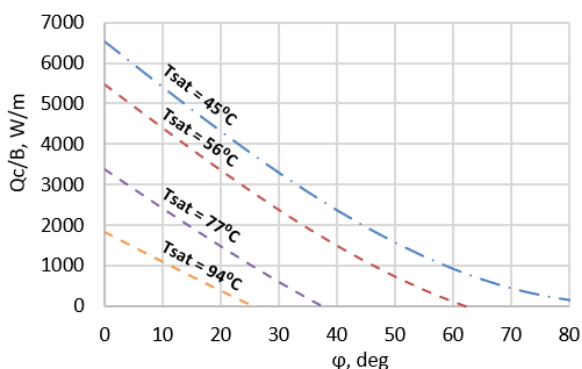


Рис. 8. Зависимость удельной теплопроводной способности фитиля от угла наклона на аммиаке.

Плоский фитиль, двухслойная сетка тканого плетения 0,2×0,13 мм. L<sub>тр</sub> = 40 мм

Методика [1] для определения максимальной теплопроводной способности фитильных тепловых труб в невесомости Q<sub>c0</sub> предполагает, что функция Q<sub>c</sub> = f(φ) имеет линейный характер. Цитируем [1]:

«5.5.10.2.2 Свойства при угле наклона:

а. Максимальная теплопроводная способность (критический тепловой поток) при угле наклона должна быть измерена для углов наклона от нуля до значения, которое соответствует ее величине равной нулю.

б. Измерения должны быть выполнены при интервалах углов, позволяющих построить прямолинейную зависимости максимальной теплопроводной способности ТТ от её угла наклона относительно горизонтальной плоскости.

с. Результаты испытаний при разных углах наклона должны быть экстраполированы на значение угла величиной 0 градусов.

Графическая интерполяция величин максимальной теплопроводной способности на значе-

ние угла наклона 0 градусов соответствует режиму работы тепловой трубы в невесомости».

Однако из рис. 8 мы видим, что зависимость Q<sub>c</sub> = f(φ) близка к прямолинейной только до углов примерно 22 град. Это следует учитывать при наземных испытаниях фитильных тепловых труб и изолированных фитилей при больших углах наклона.

Подобные графики позволяют прогнозировать теплопроводную способность фитилей заданной конструкции различной длины и ширины при наземных испытаниях и при любой ориентации теплопередающих устройств.

### Выводы

1. Предложена установка и методика испытания фитилей, которая позволяет определять теплопроводную способность плоских свободных фитилей (не касающихся твердых стенок) в невесомости и на земле при различных углах наклона к горизонту.

2. Приведены результаты испытаний плоского фитиля из двухслойной сетки 0,2×0,13 мм (сталь AISI 321) тканого плетения на аммиаке. Размеры фитиля: 87(длина)×68(ширина) мм. В диапазоне выполненных экспериментов (до углов наклона 25 град.) зависимость Q<sub>c</sub> = f(φ) близка к линейной.

3. Эксперименты подтвердили, что для расчета эффективного радиуса капилляра r<sub>cap</sub> сеток тканого плетения можно использовать формулу [2]:

$$r = (w + d) / 2, \text{ мм}, \tag{6}$$

где w – размер ячейки сетки в свету,  
d – диаметр проволоки.

Поэтому эксперименты вблизи Q<sub>c</sub> = 0 с целью определения зависимости φ<sub>max</sub> = f(T<sub>sat</sub>) для фитилей из сеток тканого плетения можно не проводить, а определять φ<sub>max</sub> из уравнения (3), задавая r<sub>cap</sub> ≈ r по формуле (6).

4. Приложена формула и методика расчета теплопроводной способности фитилей аналогичной конструкции любой длины и ширины, при различных температурах насыщения и углах наклона к горизонту 0...90 град. При этом используется минимальное количество экспериментальных данных для фитиля фиксированной длины:

- зависимость предельной теплопроводной способности фитиля Q<sub>c0</sub> от температуры насыщения T<sub>sat</sub> при работе фитиля в горизонтальном положении (φ = 0, см. рис. 5):

$$Q_{c0} = f(T_{sat});$$

- залежність максимального кута нахилу  $\varphi_{max}$  від температури насичення  $T_{sat}$  при  $Q_c = 0$  (см. рис. 4):

$$\varphi_{max} = f(T_{sat}).$$

При використанні фитилей із сіток тканого плетіння останню залежність можна отримати не експериментальним, а розрахунковим шляхом із рівнянь (3) і (6), задаючи властивості теплоносія (щільність, поверхневе натягнення) при різних  $T_{sat}$ .

5. При наземних випробуваннях фитилей при кутах нахилу  $\varphi$  більше 25 градусів необхідно враховувати, що залежність  $Q_c = f(\varphi)$  не лінійна і необхідно вносити відповідну поправку в методику [1] випробувань фитилей для роботи в умовах неважкості.

## Література

1. *Space engineering. Qualification of two-phase heat transport systems. ECSS-E-31-02C\_PR-Draft1 [Text]. – 2010. – 69 p.*

2. Chi, S. W. *Heat Pipe Theory and Practice: A Sourcebook [Text] / S. W. Chi. – Hemisphere, Pub. Corp., Washington, London. – 1976. – 242 p.*

3. Блинков, В. Н. *Теоретические основы аэрокосмической техники. Часть 3. Основы теплопередачи в объектах аэрокосмической техники [Text] / В. Н. Блинков, Г. А. Горбенко, А. О. Костиков. – Харьков, ХАИ, 2006. – 128 с.*

## References

1. *Space engineering. Qualification of two-phase heat transport systems. ECSS-E-31-02C\_PR-Draft1, 2010. 69 p.*

2. Chi, S. W. *Heat Pipe Theory and Practice: A Sourcebook. Hemisphere, Pub. Corp., Washington, London, 1976. 242 p.*

3. Blinkov, V. N., Gorbenko, G. A., Kostikov, A. O. *Teoreticheskie osnovy azerokosmicheskoy tehniki. Chast' 3. Osnovy teploperedachi v ob'ektah azerokosmicheskoy tehniki [Theoretical foundations of aerospace engineering. Part 3. Basics of heat transfer in aerospace engineering objects]. Kharkov, KNAI Publ., 2006. 128 p.*

*Поступила в редакцію 20.04.2020, розглянута на редколегії 15.08.2020*

## ТЕПЛОТРАНСПОРТНА ЗДАТНІСТЬ ґНОТУ З МЕТАЛЕВИХ СІТОК

*Г. О. Горбенко, Р. Ю. Турна, Р. С. Орлов, Є. Е. Роговой*

При виготовленні ґнотів для капілярного транспорту теплоносія в різних пристроях що передають тепло, таких як теплові труби, контурні теплові труби, гідроакумулятори з тепловим регулюванням, випарні теплообмінники, термоплати та ін., використовуються капілярно-пористі структури. Широке застосування набули капілярно-пористі структури з спресованих порошків (металевих або неметалевих). Однак технологія виготовлення таких ґнотів складна і трудомістка. Важливими вимогами, які пред'являються до ґнот, є високий капілярний напір, мале падіння тиску, невелика маса і технологічність. Капілярно-пористою структурою, яка відповідає цим вимогам, може служити ґніт з декількох шарів металевих сіток, накладених один на одного і з'єднаних між собою контактним зварюванням. Основними достоїнствами таких ґнотів є мала маса і простота виготовлення. У статті розглянута методика і результати визначення граничної теплотранспортної можливості вільного ґніту (не контактує з твердими стінками) з металевих сіток. Наведено конструкція експериментальної установки, яка дозволяє проводити випробування не тільки при позитивних, але також і при невеликих негативних кутах нахилу ґніту до горизонту. Проведено експерименти на аміаку за визначенням граничної теплотранспортної здатності плоского вільного ґніту з двошарової металеві сітки 0,2×0,13 мм тканого плетіння. За результатами проведених експериментів отримано залежність граничної теплотранспортної здатності ґніту від температури насичення теплоносія і кута нахилу до горизонту. Проведені експерименти дозволяють для ґніту даної конструкції обчислити його максимальну теплотранспортну здатність в земних умовах при будь-якій ширині, транспортної довжині ґнота і куту його нахилу до горизонту. Рекомендовані формули для розрахунку теплотранспортної здатності ґнотів з металевих сіток різної довжини і ширини в умовах мікрогравітації і в полі сили тяжіння землі при різній орієнтації. Результати проведених експериментів дозволяють визначити теплотранспортну здатність ґнотів з металевих сіток і в умовах мікрогравітації.

**Ключові слова:** капілярно-пориста структура; капілярний транспорт; теплотранспортна здатність; ґніт; металева сітка; мікрогравітація; тепла труба; орієнтація ґніту; експериментальні дослідження.

## HEAT TRANSFER CAPACITY OF METAL MESH WICK

*G. Gorbenko, R. Turna, R. Orlov, E. Rogovoj*

In the manufacture of wicks for capillary transport of coolant in various heat transfer devices such as heat pipes, capillary pumped loop, accumulators with thermal regulation, evaporative heat exchangers, heat sinks, etc., capillary porous structures are used. Capillary and porous structures made of compressed powders (metal or non-metal) are widely used. However, the technology of making such porous structures is complicated and time-consuming. Important requirements for wicks are high capillary pressure, low-pressure drop, low weight, and manufacturability. Capillary porous structure, which meets these requirements, can be a wick made of several layers of metal mesh, superimposed on each other, and connected by contact welding. The main advantages of such wicks are low weight and ease of fabrication. The article deals with the methods and results of determining the limit heat transfer capacity of a free wick (not in contact with solid walls) of metal meshes. The design of an experimental unit is given, which allows testing not only at positive but also at small negative angles of the wick to the horizon. Experiments on ammonia to determine the limit heat transport capacity of a flat free wick made of two-layer metal mesh  $0.2 \times 0.13$  mm woven weave is conducted. By results of the spent experiments dependence of limiting the heat-transport ability of a wick from the temperature of saturation of the heat carrier and an angle of slope to the horizon is received. The performed experiments allow for a wick of the given design to calculate its maximum heat-transport capacity in earth conditions at any width, a transport length of a wick, and an angle of slope to the horizon. Formulas for calculating the thermal transport capacity of wicks made of metal mesh of different length and width under microgravity conditions and in the field of gravity of the earth at different orientations are recommended. The results of the experiments allow determining the thermal transport capacity of wicks from metal meshes and in microgravity conditions.

**Keywords:** capillary porous structure; capillary transport; heat transport capacity; wick; metal mesh; microgravity; heat pipe; wick orientation; experimental research.

**Горбенко Геннадий Александрович** – д-р техн. наук, проф. каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

**Турна Рустем Юсуфович** – директор Центра Технической Физики (ЦТФ), Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

**Орлов Роман Сергеевич** – асп. каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

**Роговой Евгений Эдуардович** – асп. каф. аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

**Gennadij Gorbenko** – Doctor of Technical Science, Professor of Dep. of Aerospace Heat Engineering, National Aerospace University «Kharkov Aviation Institute», Kharkov, Ukraine,  
e-mail: gennadiy.gorbenko@ctph.com.ua.

**Rustem Turna** – Managing Director of Center of Technical Physics (CTPh), National Aerospace University «Kharkov Aviation Institute», Kharkov, Ukraine,  
e-mail: rustem.turna@ctph.com.ua, ORCID Author ID: 0000-0001-5773-1400.

**Roman Orlov** – PhD student of Dep. of Aerospace Heat Engineering, National Aerospace University «Kharkov Aviation Institute», Kharkov, Ukraine,  
e-mail: roman.orlov@ctph.com.ua, ORCID Author ID:0000-0001-5826-4648.

**Evgenij Rogovoj** – PhD student of Dep. of Aerospace Heat Engineering, National Aerospace University «Kharkov Aviation Institute», Kharkov, Ukraine,  
e-mail: yevhen.rohoviy@ctph.com.ua, ORCID Author ID:0000-0001-5943-0572.