DOI: 10.17673/Vestnik.2016.03.3

УДК 532.5 (075.8): 669.536.422

# А.Л. ЛУКС Е.А. КРЕСТИН А.Г. МАТВЕЕВ В.И. ВЕСНИН

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ С Ω-ОБРАЗНОЙ КАПИЛЛЯРНОЙ КАНАВЧАТОЙ СТРУКТУРОЙ ФИТИЛЯ

EXPERIMENTAL STUDY OF OPERATION MODES OF HIGH-PERFORMANCE HEAT PIPES WITH  $\Omega$ -SHAPED CAPILLARY GROOVED STRUCTURE OF WICK

Рассмотрены процессы кипения теплоносителя в тепловых трубах и получены зависимости для инженерных расчетов при проектировании высокоэффективных тепловых труб, используемых в системах терморегулирования и теплообменных аппаратах. Исследованы режимы работы труб от испарительного состояния теплоносителя до пузырькового кипения. Найден режим «нормального» функционирования тепловых труб, когда суммарные потери давления по контуру при циркуляции теплоносителя не превышают располагаемый капиллярный напор. Определена верхняя граница передаваемой мощности вдоль потока по оси тепловых труб, а также вычислен максимальный тепловой поток при развитом пузырьковом кипении. Вычислен критерий, при котором происходит нарушение оптимального режима работы тепловых труб. Рассмотрено преимущество работы труб с омегообразной капиллярной канавкой, которая создает более благоприятные условия для зарождения и роста паровых пузырей. Выявлено влияние технической шероховатости стенок тепловых труб на процесс перегрева теплоносителя. Вычислена плотность теплового потока при развитом пузырьковом кипении с учетом влияния местоположения источников нагрева и их охлаждения на величину тепловой мощности, термического сопротивления и коэффициента теплопередачи.

**Ключевые слова**: тепловая труба, испарение, кипение, капиллярная структура фитиля, жидкость, пар, предельная плотность

Кипение теплоносителей в тепловых трубах (TT) – весьма сложный процесс. Попытаемся обобщить состояние этой проблемы и дадим основу для Heat pipe is one of the promising type of heat exchangers. But some processes in heat pipes are still studied not enough. Particularly there isn't any unified theory of bubbles inception in a wick. Problems of layer wave flow demand to be studied. The paper views operating modes of heat pipes – evaporation processes at low heat flow rate and bubble boiling at ultimate transfer power. Different limits of transfer power and its experimental values are analyzed. The research shows that grooves with perimeter in the form of circle - with  $\Omega$ -capillary structure of a wick are the most effective.

*Keywords*: heat pipe, evaporation, boiling, wick capillary structure, liquid, steam, ultimate density

инженерных расчетов при проектировании высокоэффективных ТТ, применяемых в системах терморегулирования и теплообменных аппаратов. Допущение об испарительном режиме работы тепловых труб не всегда правомерно, так как ТТ часто работают в режиме пузырькового кипения.

К примеру, при приемосдаточных испытаниях ТТ при низкой передаваемой мощности режим ее работы испарительный, а при повышении тепловой нагрузки до максимальной возникает развитое пузырьковое кипение. В этом случае нужно учитывать двухфазность потоков и другие эффекты [1–8].

Рассмотрим работу ТТ простейшего типа в условиях отсутствия массовых сил. Подводимое к трубе тепло передается путем теплопроводности через корпус и через элементы фитиля к теплоносителю. Испарение смачивающей фитиль жидкости приводит к образованию или увеличению кривизны вогнутых менисков на поверхности жидкости в порах фитиля в зоне нагрева. Под действием сил поверхностного натяжения в вогнутых менисках возникает капиллярное давление Р<sub>кап</sub>. Оно воздействует на жидкость и стремится уменьшить кривизну менисков.

Капиллярное давление в мениске определяется по формуле Лапласа:

$$P_{\kappa an} = \sigma \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right), \tag{1}$$

где  $P_{\kappa an}$  – капиллярное давление;  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения жидкости;  $R_1$  и  $R_2$  – главные радиусы кривизны поверхности мениска.

Вскипание теплоносителя обусловливает кризисное явление в составных фитилях. Чтобы очаг новой (паровой) фазы мог возникнуть, существовать и расти в перегретой жидкости, его размер должен быть больше некоторого критического. Если очаг меньше критического размера, то он неустойчив и исчезнет через короткий промежуток времени. Очаги новой фазы критических размеров будем называть зародышами. Для радиуса сферического зародыша справедлива зависимость [1]:

$$R_{\kappa p} = \frac{2\sigma T_{\rm H}}{(\Delta T r \rho_n)},\tag{2}$$

где  $\Delta T = T_{*} - T_{n}$  – перегрев жидкости,  $T_{*}$ ,  $T_{n}$  – соответственно температура жидкости и пара;  $T_{n}$  – температура насыщения.

Критический размер зародыша определяется перегревом жидкости  $\Delta T$ , а также физическими свойствами теплоносителя ( $\sigma$ , r,  $\rho_n$ ) при заданных давлении и температуре. Чем выше тепловой поток, тем выше разность между температурой поверхности и точкой кипения жидкости, а также давление внутри пузыря, а следовательно, тем меньше может быть  $R_{\kappa p}$ . Центрами парообразования служат не смачиваемые и смачиваемые впадины, риски на поверхности стенки, заполненные паром или газом.

Геометрия центра парообразования такова, что надвигающаяся на пузырь пленка останавливается перед их острой кромкой под воздействием сил поверхностного натяжения. При этом в углублениях остается небольшое количество пара или газа. Капиллярные ограничения связаны с качеством теплоносителя и фитиля. В отсутствие массовых сил главное условие течения теплоносителя в ТТ имеет вид

$$\Delta P \ge \Delta P_{\mathcal{H}}^{_{\theta\mathcal{B}^{3}}} + \Delta P_{_{\mathcal{H}^{c}}}^{_{\partial\mathcal{U}H}} + \sum_{i} \left( \Delta p_{_{n}} \right), \tag{3}$$

где суммирование по і проводится по участкам ТТ.

Физический смысл условия (3) таков: в режиме нормального функционирования ТТ суммарные потери давления по контуру при циркуляции теплоносителя не должны превышать располагаемый (максимальный) капиллярный напор.

Для хорошо смачивающих жидкостей угол смачивания  $\theta$ =0°С и соз  $\theta$ =1. Кроме того, в области «мокрой» точки можно положить  $r_{\kappa o n \theta}^{\kappa a n} \rightarrow \infty$ .

Для умеренных скоростей течения член  $\Delta P_{*}^{duh}$  достаточно мал по сравнению с членом  $\Delta P_{*}^{dga}$  и им в балансе давлений пренебрегают.

С учетом ряда упрощающих предположений неравенство (3) устанавливает верхнюю границу передаваемой вдоль оси ТТ передаваемой мощности:

$$\begin{aligned} \mathcal{Q}_{nep} &= \left(\frac{\sigma \rho \widetilde{r}}{\mu}\right)_{\mathcal{M}} \times \left(\frac{2KF}{lr^{\kappa an}}\right)_{\phi} \times \left(1 - \frac{r_{\phi}^{\kappa an} \sum_{i} (\Delta p_{n})_{i}}{2\sigma}\right) = \\ &= N_{\mathcal{M}} \times N_{\phi} \times \left(1 - \frac{r_{\phi}^{\kappa an} \sum_{i} (\Delta p_{n})_{i}}{2\sigma}\right), \end{aligned}$$
(4)

где  $Q_{nep}$  – передаваемая тепловая мощность, Вт;  $N_{sc} = 2\left(\frac{\sigma\rho r_r}{\mu}\right)_{sc} = \left(\frac{\sigma r_r}{\nu}\right)_{sc}$  – параметр, характеризующий качество теплоносителя, Вт/м<sup>2</sup>;  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;  $\mu$  – динамическая вязкость, Па \* с;  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $N_{\phi} = 2\left(\frac{KF}{lr^{kan}}\right)_{\phi}$  – параметр, характеризующий качество фитиля, м<sup>2</sup>.

Здесь *r<sup>кап</sup>* – радиус ячейки капиллярной структуры фитиля, приближенно равный радиусу мениска;  $r_T$  – теплота парообразования,  $\mathcal{A}$ ж/кг; K – проницаемость, м<sup>2</sup>; F – площадь поперечного сечения фитиля, м<sup>2</sup>; l – длина фитиля.

Для ориентировочных оценок теплоизолирующей способности проектируемой TT весьма удобно показывать только произведение  $N_{\pi} \cdot N_{\phi}$ .

Максимальный тепловой поток  $Q_{\kappa un.max}$  при развитом пузырьковом кипении в TT определяется по формуле

$$Q_{\kappa un.max} = \frac{2\pi l_u \lambda_{s\phi} T_n}{\widetilde{r} \rho_n \ln \left(\frac{r_i}{r_n}\right)} \times \left(\frac{2\sigma}{r_{n.\kappa p}} - p_{\kappa an}\right).$$
(6)

В большинстве случаев при работе TT величина  $\frac{2\sigma}{r_{n,\kappa\rho}} > p_{\kappa an}$ . Поэтому удобнее использовать зависимость

$$Q_{\text{sunmax}} = \frac{2\pi l_u \lambda_{s\phi} T_n}{\widetilde{r} \rho_n \ln \left(\frac{r_i}{r_n}\right)} \times \left(\frac{2\sigma}{r_{n,sp}}\right),\tag{7}$$

где  $r_{n,\kappa p}$  – критический радиус зародыша пузыря;  $\lambda_{s\phi}$ – коэффициент эффективной теплопроводности  $\Omega$ -образной капиллярной канавчатой структуры фитиля;  $\rho_{I\nu}$   $T_n$  – плотность и температура насыщенного пара, соответственно;  $\tilde{r}$  – теплота парообразования;  $l_{\mu}$  – длина зоны испарения;  $p_{\kappa an}$  – капиллярное давление.

Согласно [7],  $r_{n.\kappa p}$  величина для фитилей TT равна 2,5 х 10-7м .

Звуковой предел обычно наступает при низких парциальных давлениях пара в TT с Ω-образной капиллярной структурой фитиля, когда его плотность мала, а скорость велика:

$$\frac{Q_{36}}{F_n} = \frac{\rho_n \tilde{r} v_{36}}{\sqrt{2(k+1)}},\tag{8}$$

где  $k=c_p/c_v$  – показатель адиабаты;  $c_p$  и  $c_v$  – соответственно изобарная и изохорная теплоемкости пара;  $Q_{36}$  – звуковой предел, *Bm*;  $F_n$  – площадь поперечного сечения парового канала, м<sup>2</sup>;  $V_{36}$  – скорость звука в паре, м/с.

При этом ограничение по уносу жидкости

$$Q_{e,\max} = A_{\Pi} \tilde{r} \left( \frac{\sigma \rho_{\Pi}}{2R_{ns}} \right)^2, \qquad (9)$$

где R<sub>ns</sub> – гидравлический радиус для поверхностных пор.

Звуковой предел достигается, когда скорость пара в ТТ на входе из испарителя становится звуковой и, конечно, зависит от структуры фитиля. Звуковой предел тепловой трубы  $Q_{s,max}$  можно выразить следующим образом:

$$Q_{s.max} = A_{\Pi} \rho_{\Pi} \tilde{r} \left[ \frac{kR_{\Pi} T_{\Pi}}{2(k+1)} \right]^2.$$
(10)

Как правило, она намного превышает ограничения по уносу жидкости  $Q_{e,max}$  и по кипению  $Q_{b,max}$ . Индекс «п» относится к пару. Здесь  $A_{\Pi}$  – площадь поперечного сечения парового канала, м<sup>2</sup>.

Ограничения по скорости звука в паре в критическом сечении TT, т.е. на выходе из зоны испарения, не может превышать скорость распространения звука в среде пара при соответствующих значениях его температуры и плотности:

$$\upsilon_{_{36}} = \sqrt{\frac{kgRT}{\mu}},\tag{11}$$

где  $\mu$  – молекулярная масса ( $\mu_{\text{NH3}}$  = 17); g = 9,81 м<sup>2</sup>/с; k – показатель адиабаты; R – газовая постоянная.

В зоне нагрева ТТ имеет место приток пара. Течение пара дозвуковое (M<1). Следовательно, поток пара по длине зоны испарения разгоняется, а наибольшая скорость по ее длине достигается в конце ее. Так как наибольшая скорость пара не может превышать скорость звука в паре, то скорость звука достигается в выходном сечении зоны нагрева.

Максимальный расход массы пара соответствует M=1 на выходе из зоны испарения. Таким образом, мощность трубы, ограниченная звуковым пределом, определяется параметрами пара в критическом (звуковом) сечении трубы:

$$Q_{_{36}} = \widetilde{r}G_{_{\kappa p}} = \widetilde{r}(\rho vF)_{_{\kappa p}}, \qquad (12)$$

где *v* – скорость пара.

Ограничение по взаимодействию характеризуется максимальным тепловым потоком  $Q_{b.max}$ , при котором происходит нарушение нормальной работы TT. Оно связано с торможением, срывом и уносом жидкости из открытой канавы встречным потоком пара. Ограничения по уносу жидкости начинаются, когда число Вебера *We* достигает единицы.

Тогда:

$$Q_{b,\max} = F_{\Pi} \sqrt{\frac{2\pi\rho_{\Pi}\sigma r^2}{z}}.$$
 (13)

Типичные зависимости пределов передаваемого теплового потока вдоль ТТ от температуры насыщенного пара  $T_n$  показаны на рис. 1.



Рис.1. Ограничения передаваемой мощности Q<sub>nep</sub> в горизонтальной ТТ

Они позволяют выделить рабочую область TT, однако, не выделяют до конца преобладающие (определяющие) процессы в том или ином сечении TT при различных режимах ее работы.

Ограничение по кипению накладывается на плотность радиального теплового потока в зоне испарения. Остальные ограничения – на осевой тепловой поток в ТТ. поэтому образование паровых пузырьков ограничено только зоной испарения ТТ, а не по всей длине трубы как в котельных установках. Для зоны конденсации жидкость переохлаждена до температуры меньшей, чем температура насыщения (она соответствует давлению жидкости в данной точке), на плотность радиального теплового потока не накладывается никаких ограничений.

В отличие от круглой трубы Ω-образная капиллярная канавка обладает рядом особенностей. В капиллярных каналах одновременно происходит эвакуация пара и непрерывная подпитка жидкостью, подтекающей сюда под действием сил поверхностного натяжения.

Кипение происходит как внутри потока жидкости в канавках фитиля, так и на его стенках. Реализуемые значения коэффициентов  $\alpha_{ev}$  и  $\alpha_{cv}$  свидетельствуют о том, что  $\Omega$ -образная капиллярная структура фитиля, сочетающая круглую артерию с узкой щелью, создает весьма благоприятные условия для зарождения и роста паровых пузырей. Как показывают эксперименты с аммиачными алюминиевыми TT, поверхность фитиля занята паровыми пузырями при  $q_{max}$ =(1÷1,5)х10<sup>-4</sup> Вт/м<sup>2</sup>. Дальнейшее устойчивое развитие кипение на внутренней поверхности TT с  $\Omega$ -образной капиллярной канавчатой структурой фитиля устанавливается при весьма незначительных температурных напорах (перегревах жидкости).

Основная причина – поверхности раздела фаз возникают и внутри Ω-образной капиллярной канавчатой структуры фитиля. При выбросе паровой фазы из канавчатой структуры фитиля в ней всегда остаются паровые включения, обволакивающие стенки каналов. Испарение микропленки жидкости происходит по всей поверхности капиллярного канала. Элементы канавчатой структуры фитиля сами являются центрами зарождения паровой фазы.

В зоне теплопровода TT с Ω-образной капиллярной канавчатой структурой в поперечном сечении фитиля существует градиент температуры и парциального давления, зависящий от теплофизических свойств фитиля и теплоносителя, толщины фитиля и плотности теплового потока.

При определенных величинах градиента температуры возникают условия, способствующие зарождению пузырей пара как на поверхности раздела стенка-фитиль, так и в объеме фитиля. Особенно они проявляются в условиях развитого пузырькового кипения при увеличении плотности теплового потока [4, 5] (в том числе в условиях «волнового» кипения). Капиллярный канавчатый фитиль TT представляет собой матрицу, имеющую максимальное число центров парообразования. Техническая шероховатость в виде углублений и выпуклостей является регулярным центром парообразования.

В настоящее время отсутствует достаточно удовлетворительная теория зарождения пузырей. Требуют углубленного внимания вопросы волнового течения пленки, жгутовый режим при слиянии, а затем схлопывании паровых пузырей, переход к нестационарному режиму движения пара, критический режим оценки влияния технической шероховатости и т.д.

Согласно [8], уравнение для полной работы образования новых поверхностей на плоской поверхности фитиля записывается в виде

$$A_{non} = \sigma_0 F \left[ 1 - \frac{F_0}{F} \left( 1 - \cos \theta \right) \right], \tag{14}$$

где  $F_0$  – поверхность основания пузырька, соприкасающаяся с теплопередающей поверхностью стены;  $\theta$  – краевой угол смачивания;  $\sigma_0$  – коэффициент поверхностного натяжения; F – полная поверхность пузырька.

Выражение (14) применимо для общего случая, когда пузырек образуется в углублении или на выступе элемента шероховатости произвольной формы. Отношения F<sub>0</sub> / F характеризует ту долю поверхности пузырька, на которой пар соприкасается с поверхностью нагрева ТТ. Это отношение зависит от формы и расположения элемента технической шероховатости. Величина перегрева жидкости  $\Delta t = t_{cm} - t_{*}$  при заданном тепловом потоке тем выше, чем меньше шероховатость поверхности ТТ. Более шероховатые поверхности испарителя трубы имеют большие размеры углублений (впадин), а следовательно, и кривизна газовых и паровых пузырьков в углублениях будет больше, чем при гладкой стенке [7]. Используя различные шероховатости поверхности теплообмена при пузырьковом кипении, можно повысить коэффициент теплоотдачи в примерно 5-6 раз.

Геометрические размеры каналов фитиля имеют ют порядок и больше критического диаметра центра парообразования. Поэтому испарение пленки с поверхности капиллярной щели требует значительно меньшего перегрева. Перегрев поступающей в капиллярную щель жидкости в испарителе ТТ происходит в условиях весьма высокой интенсивности теплообмена. При таких малых диаметрах цилиндрической артерии (1,0 мм) и шаге (0,3–0,4 мм) движение пленки в них ламинарное, но в условиях сильно развитого пузырькового кипения при увеличении теплового потока переходит и в турбулентное или турбулентно-вихревое.

Приведем по некоторой аналогии исследование характера движения течения в одиночной длинной трубе. В ней по пути движения недогретая жидкость последовательно нагревается, кипит и перегревается. В ТТ движение жидкой пленки вдоль канавок проходит под действием перепада капиллярных давлений от конденсатора к испарителю.

При движении недогретой жидкости по поверхности обогреваемой трубы ее температура повышается и достигает места, где температура заметно превышает точку кипения, хотя сама жидкость еще недогрета до точки кипения. В этой области на нагретой поверхности начинают появляться пузыри. Они растут, смываются, отдают тепло окружающей жидкости, сжимаются и исчезают.

Когда температура ядра потока достигает точки кипения, содержание пузырей в единице объема значительно увеличивается. Происходит слияние расположенных поблизости друг от друга пузырей в большие. Они заполняют почти всю трубу и движутся вдоль трубы через кольцевой канал жидкости, насыщенной пузырьками жидкости.

По мере повышения объемного паросодержания в потоке до 50-80 % и если жидкость смачивает стенки повсеместно, начинает преобладать кольцевой режим течения, при котором пар идет сильным потоком вдоль оси трубы, а жидкость движется в виде кольцевой пленки вдоль стенки (а в ТТ вдоль канавки только в зоне нагрева). Пузыри в пленке жидкости придают ноздреватый вид. Крупный пузырь вызывает серию концентрических волн, распространяющихся до всякой поверхности. При высоких паросодержаниях (50-90 %) течение пара имеет турбулентный характер, а течение пленки приобретает волновой характер. При этом объемный расход пара значительно превышает объемный расход жидкости в пленке. По сравнению с круглой трубой по режимам работ ТТ имеет коренные отличия. В тепловых трубах массовые расходы жидкой пленки и пара при стационарном режиме равны. Но волновой режим кипения фиксируется и в TT.

Испарение (кипение) в ТТ наблюдается только в пределах зоны нагрева, а конденсация – в пределах зоны охлаждения, разделенных транспортной (адиабатической) зоной. При низких тепловых потоках испарение происходит с поверхности жидкости (мениска), но по мере увеличения теплового потока жидкость, находящаяся в контакте со стенкой, постепенно переходит в перегретое состояние. В центрах парообразования (трещины, углубления и выпуклости) будут зарождаться, расти и перемещаться паровые пузыри. При этом наблюдается развитое пузырьковое кипение.

Ансамбль «гребешков» технической шероховатости при изменении плотности теплового потока закладывает механизм зародышеобразования при испарении аммиака с поверхности. В соответствии с ТУ 550.1-02 070921.007-03 на профили, прессованные из алюминиевого сплава АД31(6060), глубина задиров, царапин должна быть не более 0,05 мм. На полке глубина рисок, задиров, царапин – не более 0,12 мм. Зачистка на поверхности профиля не допускается. На лицевой поверхности профиля особой точности не допускаются механические повреждения, пузыри глубиной более 0,03 мм, а также поперечные следы от матрицы. Но в технических условиях не оговаривается выполнение «острых» сопряжений (ребер с поверхностью щели, щели с круглой артерией), где следы от матрицы при прессовании по размерам могут быть больше указанных.

Величины давлений, измеренные в ТТ, при испытаниях на прочность профилей АС-КРА 7,0 - Р2, АС-КРА 7,5-Р2, АС-КРА 8,6-Р2 велики и составляют 200–210 атм – для АС-КРА 7,0-Р2 с высотой 12,5 мм; 260–280 атм – для АС-КРА 7,5-Р2 с высотой 14 мм и 205–240 атм – для АС-КРА 8,6–Р2 с высотой 17 мм. Развиваемые давления при проверке на прочность ТТ из нержавеющих сталей достигает ещё больших величин – до 400 атм. В то же время давление упругих насыщенных паров аммиака при температуре 120 °С вблизи критической точки составляет Р<sub>ияс</sub>=86,06 атм.

Как следует из испытаний TT из профилей типа AC-КРА, изготовленных из алюминиевых сплавов AД31 высотой 12,5; 14; 17 мм, коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_e$  и  $\alpha_c$  с теплоотдающей поверхности, покрытой пленками  $\Omega$ -образной капиллярной канавчатой структуры фитиля, при переходе к более меньшим типоразмерам увеличиваются практически вдвое, на что безусловно влияет технологическая обработка поверхности щели и артерии.

По сравнению с другими конструкциями TT с капиллярным фитилём в виде аксиальных канавок имеют следующие достоинства: простота технологии их изготовления, малый разброс параметров, низкое термическое и гидравлическое сопротивление, механическая устойчивость и прочность.

Как правило, фитильные структуры, получаемые с помощью станочного оборудования и специальной оснастки – матриц, значительно дешевле и технологичнее, чем структуры, изготовленные методами спекания при более высоких температурах.

Вычислим плотность теплового потока при развитом пузырьковом кипении с учетом влияния местоположений источников нагрева и их охлаждения на величины максимальной тепловой мощности, термического сопротивления, внутреннего термического сопротивления, коэффициента теплопередачи через поперечное сечение, величину проводимости, перепада температуры между испарителем и конденсатором ТТ АС-КРА 7,0-Р2 (А<sub>тт</sub>=1,2266х10<sup>-4</sup> м<sup>2</sup>), АС-КРА 7,5-Р2 (А<sub>тт</sub>=1,5385х10<sup>-4</sup> м<sup>2</sup>), АС-КРА 8,6-Р2 (А<sub>тт</sub>=2,26865х10<sup>-4</sup> м<sup>2</sup>) [4, табл. 6–8]: получим  $q_{max}$ =(109,005–117,2346)x10<sup>-4</sup> BT/M<sup>2</sup>;  $q_{max}$ =(83,8425-96,5153)х10-4 Вт/м<sup>2;</sup> q<sub>max</sub>=(78,7694–91,8167)х10-4 Вт/м<sup>2</sup>, при перегревах 2-3; 2-2,5; 3,3-10 °C соответственно. Для границы испарительного режима характерна величина q<sub>max</sub>=(1-1,5)х10<sup>-4</sup> Вт/м<sup>2</sup>. Как видим, интенсивность теплообмена при развитом пузырьковом кипении в высокоэффективных ТТ с Ω-образной капиллярной канавчатой структурой фитиля резко возросла примерно на два порядка.

К примеру, максимальный тепловой поток, сбрасываемый с охлаждаемого процессора площадью 1–1,5 см<sup>2</sup> при помощи массивного ребристого алюминиевого радиатора (кулера), обдуваемого воздухом после пластмассового вентилятора, составляет сопоставимую величину (80–100 Вт). Таким образом, кулер можно заменить, используя одну более легкую тепловую трубу диаметром 12,5; 14; 17 мм (или встроить ТТ в кулер).

Кривая плотности передаваемого теплового потока в зависимости от температурного напора для испарительного и пузырькового кипения аммиачной TT с  $\Omega$ -образной капиллярной канавчатой структурой фитиля сдвигается влево в сторону меньших перегревов жидкости по сравнению с водой (последняя характерна для среднетемпературных TT). Аммиак обладает большей упругостью насыщенных пар, чем вода в диапазоне умеренных рабочих температур.

Расчеты в [4–5] показали, что наиболее эффективным являются канавки с периметром в виде окружности, соединяющейся узкой щелью с осевым каналом, т.е. с Ω-образной капиллярной канавчатой структурой фитиля. Капиллярные канавки подобного профиля с точки зрения технологии сделать сложнее, чем канавки прямоугольного либо треугольного, трапециевидного типов. Тем не менее стоимость изготовления капиллярных канавок машиным способом (протяжка, прессование через матрицу, сжатие и т.д.) в ТТ значительно ниже стоимости изготовления фитильных структур в виде спеченного порошка, войлока и т.д.

Выводы. 1. Как показали эксперименты, в условиях сильно развитой поверхности  $\Omega$ -образного фитиля только за счет подогрева жидкости можно отводить весьма большие тепловые потоки. Снижение необходимости перегрева, а также интенсивный подогрев жидкости в тепловых трубах с  $\Omega$ -образной капиллярной канавчатой структурой фитиля существенно уменьшает время «молчания» центров парообразования. Это интенсифицирует теплообмен в ТТ. С увеличением перегрева жидкости в процесс генерации пара вовлекаются новые зародыши с меньшим радиусом кривизны, чем и обусловлен рост числа действующих на теплоотдающей поверхности центров парообразования Z при увеличении плотности теплового потока q.

2. Инновационный подход позволяет модернизировать и саму конструкцию кулера при испытаниях TT, осуществляя ресурсосберегающее мероприятие, заменяя медный стержень, запрессованный внутрь алюминиевого радиатора, одной (или двумя) алюминиевыми TT, теплопроводность которых в 1000 раз выше, чем у меди. Такие подходы особенно важны при конструировании систем терморегулирования космических аппаратов, в которых используются TT постоянной или переменной проводимости, обладающие новыми теплофизическими характеристиками.

Использование TT с Ω-образной капиллярной канавчатой структурой фитиля в режиме работы в условиях развитого пузырчатого кипения позволяет интенсифицировать теплообмен, увеличить надежность и ресурс систем терморегуляции до 15–20 лет.

4. При работе алюминиевых ТТ полностью исключается режим пленочного кипения, когда при возникновении «сухих» пятен их термическое сопротивление сильно возрастает, а удельная тепловая мощность резко падает (явление «пережога»)

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ивановский М. Н., Сорокин В.П, Ягодкин И.В. Физические основы тепловых труб. М.: Атомиздат, 1978. 256 с.

2. Васильев Л.Л. Теплообменники на тепловых трубах. М.: Наука и техника, 1981. 143 с.

3. Применение тепловых труб в бортовых энергосистемах летательных аппаратов: учебное пособие по курсовому и дипломному проектированию/ Белан Н.В., Безручко К.В., Елисеев В.Б., Романкевич А.В. Харьков: Харьковский авиационный институт, 1984. 151 с.

4. Лукс А.Л., Матвеев А.Г. Исследования высокоэффективных тепловых труб энергосберегающих систем терморегулирования крупногабаритных конструкций космического аппарата // Вестник СамГУ. 2007. №6(56). С.401–418.

5. Китаев А.И., Лукс А.Л., Порядин А.В.Тепловые трубы повышенной тепловой проводимости как базовые элементы системы терморегулирования в аэрокосмической технике // Специальный выпуск, подготовленный по материалам международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (г. Самара, 24-26 июня 2008 г.). Самара, 2009. 98 с.

6. Лукс А.Л., Крестин Е.А., Шувалов М.В. Анализ влияния волнисто-шероховатой поверхности на гидравлическое сопротивление и теплоотдачу при турбулентных течениях потока жидкостей в промышленных трубах // Вестник СГАСУ. Строительство и архитектура. 2013. № 1. С. 93–113. DOI:10.17673/Vestnik.2013.01.15.

7. Амиров Я.С. Безопасность жизнедеятельности. Кн. 4, ч. 11. Оценка надёжности и работоспособности нефтегазохимического оборудования. Методы расчёта. Уфа: УГНТУ, 1998. 374 с.

8. Китаев А.И., Лукс А.Л., Порядин А.В. Тепловые трубы повышенной тепловой проводимости как базовые элементы системы терморегулирования в аэрокосмической технике // Специальный выпуск, подготовленный по материалам международной научнотехнической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (г. Самара, 24 — 26 июня 2008 г.). Самара, 2009. 98 с.

9. *Крестин Е.А.* Задачник по гидравлике с примерами расчетов / СГАСУ. Самара, 2006. 316 с.

10. Крестин Е.А. Гидравлика: учебное пособие. Изд. 2-е, перераб. и доп. / СГАСУ. Самара, 2006. 254 с.

11. Крестин Е. А. Примеры решения задач по гидравлике: учебное пособие / СГАСУ. Самара, 2007. 116 с.

12. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов: в 2 кн.: ч. 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. М.: Химия, 2002. 400 с.

13. *Юшин В.В.* Техника и технология защиты воздушной среды: учебное пособие для вузов. М.: Высш. шк., 2005. 391 с.

14. Ветошкин А.Г. Процессы и аппараты защиты окружающей среды: учебное пособие для вузов. М.: Высш.шк., 2008. 639 с.

15. Паблов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учебное пособие для вузов. М.: ООО ТИД Альянс, 2005. 576 с.

16. Быков Г.С. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию. М.: ООО ТИД Альянс, 2008. 496 с.

Об авторах:

## ЛУКС Александр Леонидович

кандидат технических наук, старший научный сотрудник по механике жидкостей, газа и плазмы, ведущий научный сотрудник, научный руководитель НИЛ «Теплоэнерготехника» Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

443011, Россия, г. Самара, ул. Академика Павлова, 1

#### КРЕСТИН Евгений Александрович

кандидат технических наук, профессор кафедры общей и прикладной физики и химии Самарский государственный архитектурно-строительный университет 443001, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 194

## 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

#### ВЕСНИН Владимир Иванович

кандидат технических наук, доцент кафедры общей и прикладной физики и химии Самарский государственный архитектурно-строительный университет 443001, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 194

## LOUKS Aleksander L.

PhD in Engineering Science, Senior Research Assistant in Mechanics of Liquid, Gas and Plasma, Scientific Coordinator of the Research Laboratory «Teploenergotekhnika» Samara National Research University 443001, Russia, Samara, Academician Pavlova str., 1

### **KRESTIN Evgeny A.**

PhD in Engineering Science, Professor of the General and Applied Physics and Chemistry Chair Samara State University of Architecture and Civil Engineering 443001, Russia, Samara, Molodogvardeyskaya str., 194, tel. (846) 242-14-96

## MATVEEV Andrey G.

Head of the Research Laboratory «Teploenergotekhnika» Samara National Research University 443001, Russia, Samara, Academician Pavlova str., 1

### **VESNIN Vladimir I.**

PhD in Engineering Science, Associate Professor of the General and Applied Physics and Chemistry Chair Samara State University of Architecture and Civil Engineering 443001, Russia, Samara, Molodogvardeyskaya str., 194, tel. (846) 242-14-96

Для цитирования: Лукс А.Л., Крестин Е.А., Матвеев А.Г., Веснин В.И. Экспериментальное исследование режимов работы высокоэффективных тепловых труб с Ω-образной капиллярной канавчатой структурой фитиля // Вестник СГАСУ. Градостроительство и архитектура. 2016. №3(24). С 17–24. DOI: 10.17673/Vestnik.2016.03.3.

For citation: *Louks A.L., Krestin E.A., Matveev A.G., Vesnin V.I.* Experimental study of operation modes of high-performance heat pipes with Ω-shaped capillary grooved structure of wick // Vestnik SGASU. Town Planning and Architecture. 2016. №3(24). Pp 17-24. DOI: 10.17673/Vestnik.2016.03.3.

## УВАЖАЕМЫЕ ЧИТАТЕЛИ!

ПРИ ПОДАЧЕ СТАТЕЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИИ ПРОСЬБА СОБЛЮДАТЬ ВСЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРИВЕДЕННЫЕ НА САЙТЕ ЖУРНАЛА «ВЕСТНИК СГАСУ. ГРАДОСТРОИТЕЛЬСТВО И АРХИТЕКТУРА» (www:journal.samgasu.ru) В РАЗДЕЛЕ АВТОРАМ