

А. Н. НАУМОВА, к. т. н. В. Ю. КРАВЕЦ, д. т. н. Ю. Е. НИКОЛАЕНКО

Украина, г. Киев, НТУУ «КПИ»

E-mail: yaya\_2000@ukr.net, kravetz\_kpi@ukr.net, yunikola@ukr.net

## ФИЗИЧЕСКОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ И РАСЧЕТ НАЧАЛА КИПЕНИЯ В ПУЛЬСАЦИОННОЙ ТЕПЛОВОЙ ТРУБЕ

*Получена формула для расчета теплового потока, обеспечивающего начало кипения теплоносителя в пульсационной тепловой трубе (ПТТ), т. е. определяющего нижнюю границу эффективной работы ПТТ. Показано, что основными факторами, влияющими на искомую величину теплового потока, являются движущий капиллярный напор и скорость движения парового пузырька. Формула для определения теплового потока была получена для замкнутых ПТТ, изготовленных из меди, с водой в качестве теплоносителя. Информация о величине теплового потока необходима для дальнейшего проектирования систем охлаждения различных теплонагруженных элементов, чувствительных к перегреву, например светодиодов перспективных осветительных устройств.*

**Ключевые слова:** пульсационная тепловая труба, математическая модель, начало кипения, движущий капиллярный напор, светодиод.

На освещение в Украине расходуется около 25% всей потребляемой электроэнергии. Одним из путей энергосбережения в освещении является использование полупроводниковых источников света — светодиодов (СД), которые при излучении одинакового светового потока потребляют приблизительно в 10 раз меньше электроэнергии, чем лампы накаливания. Мощность так называемых ламп-ретрофитов, использующих в качестве источника света СД, обычно составляет 0,6–7 Вт [1, 2] и ограничивается возможностями системы отвода теплоты от применяемых СД. При недостаточной эффективности охлаждения повышается температура кристалла выше нормативного значения, вследствие чего происходит деградация СД [3], снижение светового потока и срока службы как самого СД, так и осветительного устройства в целом. В связи с этим при проектировании бытовых осветительных устройств с более мощными светодиодными источниками света одной из главных задач является поиск новых конструктивно-технологических решений, направленных на повышение эффективности отвода теплоты, выделяемой СД, снижение рабочей температуры кристалла СД. С этой целью можно использовать как фитильные, так и пульсационные тепловые трубы (ПТТ) — высокоэффективные теплопередающие устройства, которые используются в системах охлаждения на основе испарительно-конденсационного цикла [4, 5]. Вместе с тем, если процессы теплообмена в фитильных тепловых трубах уже в достаточной степени изучены, то вопросы моделирования тепловых процессов в ПТТ в настоящее время решены еще не в полной мере. Так, например, на данный момент существует нема-

ло попыток создать математические модели, которые описывали бы поведение парожидкостной смеси теплоносителя в ПТТ в зависимости от различных параметров [6–8]. Однако известные модели не позволяют теоретически определить тот тепловой поток, после подвода которого происходит наиболее эффективная теплоотдача в ПТТ, что наблюдалось в экспериментальных исследованиях [9].

Целью данной работы был поиск формулы для расчета величины теплового потока, необходимого для начала кипения теплоносителя и определяющего нижнюю границу эффективной работы ПТТ.

### Физическая модель

Рассмотрим плоскую ПТТ, которая имеет зоны нагрева, транспорта и конденсации. Будем считать, что коэффициент заполнения теплоносителем равен 50%, что является оптимальным по мнению многих исследователей [10–12]. В таком случае площадь зоны нагрева, соприкасающейся с паровой фазой ( $S_{\text{зн}}^{\text{п}}$ ), равна площади, соприкасающейся с жидкой фазой ( $S_{\text{зн}}^{\text{ж}}$ ):

$$S_{\text{зн}}^{\text{п}} = S_{\text{зн}}^{\text{ж}} = S_{\text{зн}} / 2, \quad (1)$$

где  $S_{\text{зн}}$  — общая площадь внутренней поверхности зоны нагрева.

Рассматриваемый процесс относится к зоне нагрева, поскольку именно там происходит зарождение и рост парового пузырька. Будем считать, что тепловой поток  $Q$  подводится ко всей площади внешней поверхности зоны нагрева равномерно. При этом если тепло подводится к части ПТТ, заполненной паровой фазой, то это

приводит к испарению тонкой пленки теплоносителя возле стенки и к увеличению объема паровой фазы. Если же тепло подводится к части ПТТ, заполненной жидкой фазой, то энергия аккумулируется, что впоследствии приводит к зарождению и росту парового пузырька (рис. 1).

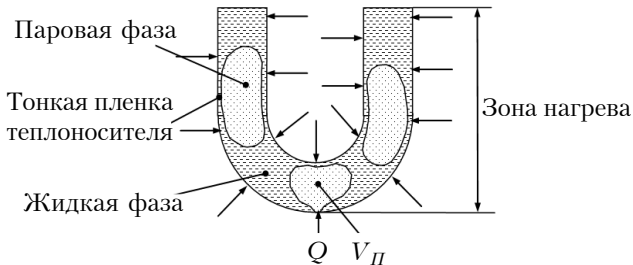


Рис. 1. Физическая модель зарождения и роста парового пузырька в зоне нагрева ПТТ (стрелками показан подвод тепла)

Как известно, ПТТ имеет два режима работы [9]: кондуктивный, когда перенос тепла осуществляется за счет теплопроводности стенки, и пульсационный, который соответствует переносу теплового потока за счет кипения теплоносителя, причем для эффективного охлаждения представляет интерес только второй режим. Нам необходимо определить величину теплового потока, необходимого для начала кипения теплоносителя ( $Q_{нк}$ ). Фактически, этот тепловой поток соответствует переходу от первого режима работы ПТТ ко второму.

#### Математическая модель

Для того чтобы составить математическую модель, примем ряд допущений:

- 1) пар находится в состоянии насыщения;
- 2) средняя температура парожидкостной смеси в зонах нагрева, транспорта и конденсации постоянна;
- 3) пар и жидкость равномерно распределены вдоль ПТТ;
- 4) теплофизические свойства жидкости и пара постоянны и не зависят от температуры.

Тепловой поток, который подводится к жидкой фазе теплоносителя в зоне нагрева, расходуется на зарождение и рост парового пузырька ( $Q_{пп}$ ), а также на аккумуляцию энергии, необходимой для преодоления капиллярных сил и перемещения пузырька в зону конденсации ( $Q_{пер}$ ). Таким образом, для начала кипения теплоносителя необходимо подвести следующий тепловой поток:

$$Q = Q_{пп} + Q_{пер} = c_p \frac{\Delta m''}{\Delta \tau} \Delta T + \Delta F \frac{dl_{пер}}{d\tau_{пер}}, \quad (3)$$

где  $c_p$  — коэффициент теплоемкости пара;

$\Delta m''$  — прирост массы парового пузырька при подведении теплового потока в течение времени  $\Delta \tau$ ;

$\Delta T$  — температурный напор между стенкой трубы и теплоносителем;

$\Delta F$  — капиллярная сила, способствующая перемещению пузырька из зоны нагрева в зону конденсации;

$dl_{пер}$  — расстояние, на которое перемещается паровой пузырек за время  $d\tau_{пер}$ .

В этом выражении величины  $\Delta F$  и  $\frac{dl_{пер}}{d\tau_{пер}}$  значительно зависят от параметров среды, охлаждающей зону конденсации (расхода теплоносителя и температуры на входе в конденсатор), а также от ориентации ПТТ в пространстве. Величина  $\frac{\Delta m''}{\Delta \tau}$  по сути представляет собой удельный расход пара, т. е. показывает с какой скоростью происходит переход жидкой фазы в паровую.

Масса парового пузырька — величина переменная, поскольку его объем  $V_{п}$  постоянно изменяется во времени:

$$\frac{\Delta m''}{\Delta \tau} = \rho'' \frac{dV_{п}}{d\tau} = \rho'' \frac{d\left(\frac{4}{3}\pi R_{п}^3\right)}{d\tau} = \frac{4}{3}\rho''\pi \frac{dR_{п}^3}{d\tau}, \quad (4)$$

где  $\rho''$  — плотность пара;

$R_{п}$  — эквивалентный радиус (радиус сферы, имеющей объем  $V_{п}$ ).

Подставляя это выражение в (3), получим

$$Q = \frac{4}{3}c_p\rho''\pi \frac{dR_{п}^3}{d\tau}\Delta T + \Delta F w_{пер}, \quad (5)$$

где  $w_{пер} = dl_{пер}/d\tau_{пер}$  — скорость перемещения парового пузырька.

Параметры системы изменяются от «нулевых» (при  $\tau=0$   $Q=0$  и, следовательно,  $R_{п}=0$ ) до таких, которые соответствуют началу кипения ( $\tau_{нк}$ ) теплоносителя в ПТТ и переходу от первого режима работы ПТТ ко второму, а именно:

$$\text{при } \tau=\tau_{нк} \quad Q=Q_{нк}, \quad R_{п}=R_{отр}, \quad \Delta T = \Delta T_{нк} = \frac{4\sigma T_s}{r\rho''d_{тр}},$$

где  $R_{отр}$  — радиус парового пузырька в момент отрыва;

$\Delta T_{нк}$  — температурный напор, соответствующий началу кипения;

$T_s$  — температура насыщения в зоне нагрева;

$\sigma$  — коэффициент поверхностного натяжения;

$r$  — скрытая теплота парообразования;

$d_{тр}$  — внутренний диаметр трубки (является характерным размером в данном случае).

В соответствии с [13, с. 144], для диаметра парового пузырька в момент отрыва можно записать выражение

$$d_{отр} = \frac{l_k}{2} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}, \quad (6)$$

где  $l_k$  — капиллярная постоянная;

$g$  — ускорение свободного падения;

$\rho'$  — плотность жидкой фазы.

Преобразовав выражение (5) и проинтегрировав его с помощью метода разделения переменных, получим

$$(Q - \Delta F w_{\text{пер}}) \tau = \frac{4}{3} c_p \rho \pi \Delta T R_{\text{п}}^3 + C. \quad (7)$$

Постоянную интегрирования  $C$  найдем, подставляя граничное условие  $\tau=0$ ,  $R_{\text{п}}=0$ . В результате получим  $C=0$ .

Капиллярные силы  $\Delta F$  можно рассчитать, исходя из формулы для движущего капиллярного напора

$$\Delta p = \Delta F / S, \quad (8)$$

где  $S$  — площадь поперечного сечения ПТТ.

Подставив в выражение (7) второе граничное условие и проведя некоторые преобразования, получим

$$Q_{\text{нк}} = \frac{4}{3} \pi c_p \rho \pi \Delta T_{\text{нк}} \frac{R_{\text{отр}}}{\tau_{\text{нк}}} + \Delta p S w_{\text{пер}}. \quad (9)$$

Таким образом, тепловой поток, соответствующий началу активного кипения теплоносителя, прямо пропорционален перепаду давления между зонами нагрева и конденсации и скорости перемещения теплоносителя и обратно пропорционален времени аккумуляции тепловой энергии.

При оценке величин, входящих в (9), становится очевидным, что первое слагаемое намного меньше второго и при расчете им можно пренебречь. Тогда в упрощенном виде величину теплового потока, необходимого для начала активного кипения в ПТТ, можно рассчитать по формуле

$$Q_{\text{нк}} = \Delta p S w_{\text{пер}}. \quad (10)$$

Тепловой поток, рассчитываемый по этой формуле, относится к одному витку ПТТ.

Перепад давлений можно рассчитать по формуле Дарси — Вейсбаха [14, с. 118]:

$$\Delta p = \zeta \frac{l_{\text{пер}}}{d_{\text{вн}}} \frac{\rho w_{\text{пер}}^2}{2}, \quad (11)$$

где  $\zeta$  — коэффициент сопротивления, зависящий от числа Рейнольдса.

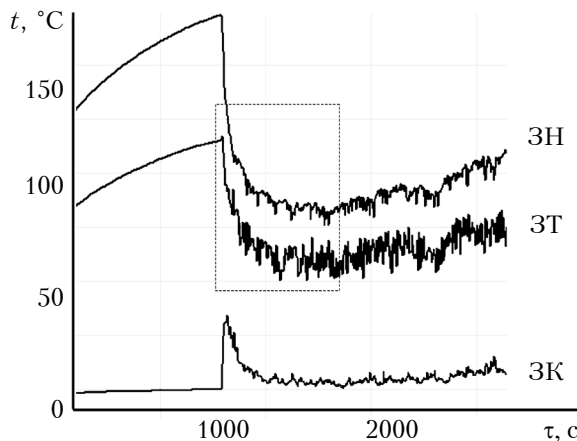


Рис. 2. Изменение температуры в зонах нагрева (ЗН), транспорта (ЗТ) и конденсации (ЗК) ПТТ во времени

Скорость перемещения можно рассчитать следующим образом:

$$w_{\text{пер}} = l_{\text{пер}} / \tau_{\text{пер}}, \quad (12)$$

где  $\tau_{\text{пер}}$  — среднее время, необходимое для перемещения оторвавшегося парового пузыря из зоны нагрева в зону конденсации. В нашем случае оно может быть рассчитано с учетом результатов экспериментов, полученных в [9].

После начала кипения теплоносителя характер изменения температуры в различных зонах ПТТ во времени выглядит так, как показано на рис. 2.

### Физическое представление процессов в ПТТ

После начала кипения и отрыва парового пузырька можно отследить его перемещение по температуре в зонах ПТТ. Будем считать, что время между двумя ближайшими максимумами температуры в зоне нагрева ПТТ соответствует прохождению парового пузырька внутри всей петли (что отвечает величине  $2l_{\text{пер}}$ ). С физической точки зрения это выглядит так: зона нагрева прогревается до определенной температуры, потом паровой пузырек отрывается и следует в зону конденсации, увлекая за собой всю массу теплоносителя (поскольку процесс происходит в замкнутом пространстве). На графике это отображается падением температуры до минимума, потому что вместо прогретого теплоносителя в зону нагрева прибывает охлажденный теплоноситель из зоны конденсации: минимальные значения температурных колебаний соответствуют прохождению более холодного теплоносителя из зоны конденсации в зону нагрева, максимальные — прохождению нагретого теплоносителя. То есть рассчитать  $\tau_{\text{пер}}$  можно по формуле

$$\tau_{\text{пер}} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \Delta \tau_i, \quad (13)$$

где  $n$  — количество максимумов (или минимумов) температуры в выбранном отрезке времени (выделен рамкой на рис. 2);

$\Delta \tau$  — время между двумя ближайшими максимумами (минимумами) температуры.

При определении скорости перемещения парового пузырька можно также воспользоваться формулами, приведенными в литературе [7; 15, с. 149]. Однако зарубежные авторы, как правило, представляют зависимость скорости парожидкостного потока теплоносителя от времени в виде периодической зависимости, т. е. можно определить только мгновенную скорость в каждый отдельно взятый момент времени. Кроме того, поскольку предложенная нами формула для расчета является полуэмпирической, могут возникнуть несовпадения результатов вследствие различий в условиях проведения экспериментов и значительной разницы в конструкциях используемых ПТТ.

При медленном охлаждении зоны конденсации (что соответствует меньшим значениям рас-

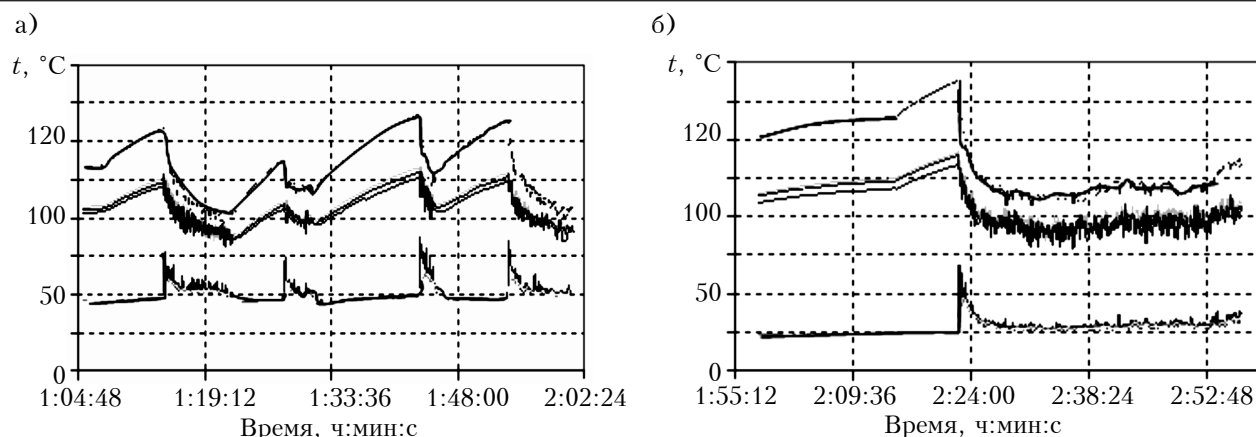


Рис. 3. Переход от кондуктивного режима теплоотдачи в ПТТ к пульсационному при  $G=2,6 \cdot 10^{-3}$  кг/с для различных условий охлаждения зоны конденсации (время указано от начала эксперимента):  
 $a - t_{\text{вх}} = 20^\circ\text{C}$ ;  $b - t_{\text{вх}} = 40^\circ\text{C}$

хода  $G$  и температуры охлаждающей жидкости на входе в конденсатор  $t_{\text{вх}}$ ) затягивается переход от кондуктивного режима теплоотдачи к пульсационному (рис. 3, а). При более интенсивном охлаждении зоны конденсации такого явления не наблюдалось (рис. 3, б). Это объясняется тем, что чем ниже температура в зоне конденсации, тем меньше давление насыщения, а значит, паровому пузырьку необходимо преодолеть больший перепад давления. Такой результат хорошо согласуется и с полученной формулой (10): чем меньше разница давлений между зонами нагрева и конденсации, тем меньше величина теплового потока, который нужно подвести для начала кипения теплоносителя.

Сравнение расчета по предложенной формуле с экспериментальными данными [9] представлено в таблице. Здесь видно, что расчетные значения теплового потока в большинстве случаев несколько превышают экспериментальные данные (погрешность составляет в среднем  $\pm 21\%$ ). Это может быть связано с тем, что реальный пе-

репад давления между зонами нагрева и конденсации в ПТТ меньше расчетного, поскольку давление рассчитывается как функция температуры насыщения в конкретной зоне. Также при проведении эксперимента процесс выхода ПТТ на стационарный режим был довольно длительным, и теплоноситель мог прогреться достаточно для появления одиночных пузырей в зоне нагрева и даже массового их перемещения внутри трубки. Однако такое отклонение расчетных данных от экспериментальных не препятствует применению формулы (10) для определения нижней границы эффективной работы ПТТ, поскольку очевидно, что при полученных с ее помощью значениях теплового потока  $Q_{\text{нк}}$  теплопередача происходит уже в пульсационном режиме.

### Выводы

Таким образом, получена формула для расчета величины теплового потока, необходимого для начала кипения теплоносителя и определяющего нижнюю границу эффективной работы замкнутой пульсационной тепловой трубы, изготовленной из меди, с водой в качестве теплоносителя. Информация о величине теплового потока необходима для проектирования систем охлаждения различных теплонагруженных элементов, чувствительных к перегреву, например светодиодов перспективных осветительных устройств.

### ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Yun Li, Ye Lin, Erik P. Boonekamp, Lei Shi, Yi Mei, Tan Jiang, Qing Guo, Huarong Wu. LED Solution for E14 Candle Lamp // Proc. of SPIE.— 2009.— Vol. 7422.— 74220T1-74220T-12. DOI: 10.1117/12.835609.
2. Ашрятов А. А., Барина И. А. Исследование параметров светодиодных ламп и их драйверов // Світлотехніка та електроенергетика.— 2013.— № 1.— С. 14—20.
3. Полищук А., Туркин А. Деградация полупроводниковых светодиодов на основе нитрида галлия и его твердых растворов // Компоненты и технологии.— 2008.— № 2.— С. 25—28
4. Николаенко Ю. Е. Решение тепловой проблемы мощных светодиодных светильников с помощью тепловых труб

*Расчетные и экспериментальные значения теплового потока, необходимого для начала кипения при различных условиях охлаждения*

| $G \cdot 10^3$ ,<br>кг/с | $t_{\text{вх}}$ , °C | $Q_{\text{нк}}$ , Вт |             |
|--------------------------|----------------------|----------------------|-------------|
|                          |                      | расчет               | эксперимент |
| 1,734                    | 20                   | 35                   | 40          |
|                          | 30                   | 36,5                 | 34          |
|                          | 40                   | 36,5                 | 31          |
| 2,6                      | 20                   | 36,5                 | 29          |
|                          | 30                   | 36,5                 | 30          |
|                          | 40                   | 35,8                 | 29          |
| 4,335                    | 20                   | 37,6                 | 39          |
|                          | 30                   | 37,8                 | 20          |

// Труды XIII МНПК «Современные информационные и электронные технологии». — Украина, г. Одесса. — 2012. — С. 203.

5. Николаенко Ю. Е., Кравец В. Ю., Алексеик Е. С. Комбинированная теплопередающая система испарительно-конденсационного типа // Труды XIV МНПК «Современные информационные и электронные технологии». — Т. 2. — Украина, г. Одесса. — 2013. — С. 28–29.

6. Yin D., Ma H. B. Analytical solution of oscillating flow in a capillary tube // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 2013. — № 66. — P. 699–705.

7. Peng H., Pai P. F., Ma H. Nonlinear thermomechanical finite-element modeling, analysis and characterization of multi-turn oscillating heat pipes // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 2014. — N 69. — P. 424–437.

8. Xu D., Chen T., Xuan Y. Thermo-hydrodynamics analysis of vapor-liquid two-phase flow in the flat-plate pulsating heat pipe // International communications in heat and mass transfer. — 2012. — N 39. — P. 504–508.

9. Кравец В. Ю., Наумова А. Н., Вовкогон А. Н. Исследование режимов теплообмена в пульсационной те-

пловой трубе // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. — 2010. — № 1. — С. 39–43.

10. Yang H., Khandekar S. and Groll M. Operational limit of closed loop pulsating heat pipes // Applied Thermal Engineering. — 2008. — Vol. 28, iss. 1. — P. 49–59.

11. Cao X. A novel design of pulsating heat pipes with improved performance // 13th Int. Heat Pipe Conf. — China. — 2004. — P. 302–307.

12. Khandekar S., Dollinger N., Groll M. Understanding operational regimes of closed loop pulsating heat pipes: an experimental study // Applied Thermal Engineering. — 2003. — N 23. — P. 707–719.

13. Толубинский В. И. Теплообмен при кипении. — Киев: Наукова думка, 1980.

14. Гейер В. Г., Дулин В. С., Заря А. Н. Гидравлика и гидропривод: Учеб. для вузов. — Москва: Недра, 1991.

15. Смирнов Г. Ф., Цой А. Д. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно-пористых структурах. — Москва: Издательство МЭИ, 1999.

Дата поступления рукописи  
в редакцию 26.03 2014 г.

А. М. НАУМОВА, В. Ю. КРАВЕЦЬ, Ю. Є. НИКОЛАЄНКО

Україна, м. Київ, НТУУ «КПІ»

E-mail: yaya\_2000@ukr.net, kravetz\_kpi@ukr.net, yunikola@ukr.net

## ФІЗИЧНЕ УЯВЛЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК ПОЧАТКУ КИПІННЯ В ПУЛЬСАЦІЙНІЙ ТЕПЛОВІЙ ТРУБІ

Отримано формулу для розрахунку теплового потоку, який забезпечує початок кипіння теплоносія в пульсацийній тепловій трубі (ПТТ), і визначено нижню границю ефективної роботи ПТТ. Показано, що основними факторами, що впливають на величину цього теплового потоку, є рушійний капілярний напір та швидкість руху парової бульбашки. Формулу для визначення теплового потоку було отримано для замкнених ПТТ, виготовлених з міді, з водою як теплоносієм. Інформація про величину теплового потоку є необхідною для подальшого проектування систем охолодження різноманітних теплонавантажених елементів, чутливих до перегріву, наприклад світлодіодів перспективних освітлювальних пристроїв.

Ключові слова: пульсацийна тепла труба, математична модель, початок кипіння, рушійний капілярний напір, світлодіод.

DOI: 10.15222/TKEA2014.2-3.42  
UDC 536.248.2; 628.941.8

A. N. NAUMOVA, V. YU. KRAVETS, YU. E. NIKOLAENKO  
Ukraine, Kiev, NTUU «KPI»

E-mail: yaya\_2000@ukr.net, kravetz\_kpi@ukr.net, yunikola@ukr.net

## PHYSICAL CONCEPT AND CALCULATION OF BOILING POINT IN A PULSATING HEAT PIPE

LED development is accompanied by the need to ensure a constructive solution for the thermal conditions problem. For this purpose one can use pulsating heat pipes (PHP), that operate more efficiently after the start of heat carrier boiling. This article describes the physical representation and formula that allows determining the boiling point, which is a lower bound of the PHP effective operating range. It is shown that the main factors influencing the required heat flow are driving capillary pressure and velocity of the vapor bubble. The formula was obtained for the closed PHP made of the copper with water as a heat carrier. Information about this heat flux can be used for further design of cooling systems for heat-sensitive elements, such as LED for promising lighting devices.

Keywords: pulsating heat pipe, mathematic model, boiling point, driving capillary pressure, LED.

### REFERENCES

1. Yun Li, Ye Lin, Erik P. Boonekamp, Lei Shi, Yi Mei, Tan Jiang, Qing Guo, Huarong Wu. LED solution for E14 candle lamp. *Proc. of SPIE*, 2009, vol. 7422, 74220T1-74220T-12. DOI: 10.1117/12.835609.

2. Ashryatov A. A., Barinova I. A. [Investigation of the parameters of LED lamps and their drivers.]. *Svitlotekhnika ta elektroenergetika*, 2013, no 1, pp. 14-20. (in Russian)

3. Polishchuk A., Turkin A. [The degradation of the semiconductor light-emitting diodes based on gallium nitride

and its solid solutions]. *Komponenty i tekhnologii*, 2008, no 2, pp. 25-28. (in Russian)

4. Nikolaenko Yu. E. [Solution of the heat problem of high power LED lamps with heat pipes]. *Proc. of 13<sup>th</sup> International scientific-practical conf. "Modern information and electronic technologies"*, Ukraine, Odessa, 2012, pp. 203. (in Russian)

5. Nikolaenko Yu. E., Kravets V. Yu., Alekseik E. S. [Combined heat transfer system of evaporation-condensation type]. *Proc. of 14<sup>th</sup> International scientific-practical conf. "Modern information and electronic technologies"*, Ukraine, Odessa, 2013, vol. 2, pp.28-29. (in Russian)

6. Yin D., Ma H. B. Analytical solution of oscillating flow in a capillary tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, no 66, pp. 699-705.

7. Peng H., Pai P. F., Ma H. Nonlinear thermomechanical finite-element modeling, analysis and characterization of multi-turn oscillating heat pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, no 69, pp. 424-437.

8. Xu D., Chen T., Xuan Y. Thermo-hydrodynamics analysis of vapor-liquid two-phase flow in the flat-plate pulsating heat pipe. *International communications in heat and mass transfer*, 2012, no 39, pp. 504-508.

9. Kravets V.Yu., Naumova A.N., Vovkogan A.N. [Research of heat exchange rate of the pulsating heat pipe].

*Tekhnologiya i Konstruirovaniye v Elektronnoi Apparature*, 2010, no 1, pp. 39-43. (in Russian)

10. Yang H., Khandekar S. and Groll M. Operational limit of closed loop pulsating heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 2008, vol. 28, iss. 1, pp. 49-59.

11. Cao X. A novel design of pulsating heat pipes with improved performance. *Proc. of 13<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conf.*, pp. 302-307, China, 2004.

12. Khandekar S., Dollinger N., Groll M. Understanding operational regimes of closed loop pulsating heat pipes: an experimental study. *Applied Thermal Engineering*, 2003, no 23, pp. 707-719.

13. Tolubinskiy V. I. *Teploobmen pri kipenii* [Heat exchange under boiling conditions] Kiev, Naukova dumka, 1980, 316 p. (in Russian)

14. Geyer V. G., Dulin V. S., Zarya A. N. *Gidravlika i gidroprovod* [Hydraulics and hydraulic circuit]. Moscow, Nedra, 1991, 330 p. (in Russian)

15. Smirnov G. F., Tsoy A. D. *Teploobmen pri paroobrazovanii v kapillyarakh i kapillyarno-poristykh strukturakh* [Heat exchange under vaporization in the capillaries and capillary-porous structures]. Moscow, MEI Publishing house, 1999, 440 p. (in Russian)

## НОВЫЕ КНИГИ

### НОВЫЕ КНИГИ

**Вонг Б. П., Миттал А., Цао Ю., Старр Г. Нано-КМОП-схемы и проектирование на физическом уровне. — Москва: Техносфера, 2014.**

Книга состоит из трех разделов. В 1-м разделе содержатся весьма актуальные сведения об особенностях современных технологий СБИС уровня 130—90 нм. Во 2-м разделе описаны соответствующие приемы проектирования на физическом уровне для схем смешанного сигнала и аналоговых компонентов, схем памяти, методов снижения потребляемой мощности, схем ввода/вывода и защиты от электростатического разряда, целостности сигнала с учетом длинных межсоединений. В 3-м разделе рассмотрены приемы проектирования, обеспечивающие повышение выхода годных и учет вариаций технологического процесса.

Книга предназначена для конструкторов, инженеров-технологов, разрабатывающих новые технологии и соответствующие правила проектирования.



### НОВЫЕ КНИГИ

**Справочник по радиолокации. В двух кн. / Под ред. М.И. Сколника. — Москва: Техносфера, 2014.**

Это третье издание Справочника. Радиолокационная техника как для гражданского применения, так и для военных целей продолжает развиваться в направлениях расширения области применения и совершенствовании технологии. Некоторые темы, отраженные в предыдущих изданиях справочника, которые представляют сейчас меньший интерес, были исключены из издания.

