

УДК 536.248.2

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА НАЧАЛА КИПЕНИЯ В ПУЛЬСАЦИОННОЙ ТЕПЛОВОЙ ТРУБЕ

А. Н. Наумова, к. т. н. В. Ю. Кравец

НТУУ «Киевский политехнический институт»

Украина, г. Киев

yaya_2000@ukr.net

В статье приведены физическое представление и математическая модель процессов, происходящих в пульсационной тепловой трубе. В результате выведена формула для расчета величины теплового потока, необходимого для начала кипения теплоносителя. Полученный результат применим для определения нижней границы эффективной работы пульсационной тепловой трубы, предназначенной для охлаждения теплонагруженных элементов, в частности, мощных светодиодов осветительных устройств.

Ключевые слова: пульсационная тепловая труба, математическая модель, начало кипения, светодиод.

Пульсационные тепловые трубы (ПТТ) являются перспективными для использования в системах охлаждения на базе конденсационно-испарительного цикла. В настоящее время существует немало попыток теоретического описания поведения парожидкостной смеси теплоносителя в зависимости от различных параметров [1—3]. Однако сложная самоорганизация системы ПТТ, неоднородность движения теплоносителя, взаимное влияние параметров эксперимента и основных тепловых характеристик ПТТ обуславливают актуальность задачи моделирования процессов в ПТТ.

Как известно, работу ПТТ можно разделить на два режима: конвективный и пульсационный [4], причем для эффективного охлаждения представляет интерес только второй — пульсационный. Задачей данной модели является определение величины теплового потока $Q_{\text{ПЕРЕХ}}$, соответствующей переходу от первого режима теплопередачи ко второму. Рассмотрим плоскую ПТТ, которая имеет зоны нагрева, транспорта и конденсации. Будем считать, что тепловой поток Q подводится ко всей площади зоны нагрева равномерно. Если Q подводится к части ПТТ, заполненной паровой фазой, то это

провоцирует испарение тонкой пленки теплоносителя у стенки и увеличение объема паровой фазы. Если же Q подводится к части ПТТ, заполненной жидкой фазой, то энергия аккумулируется и со временем происходит зарождение и рост парового пузыря (см. рисунок).

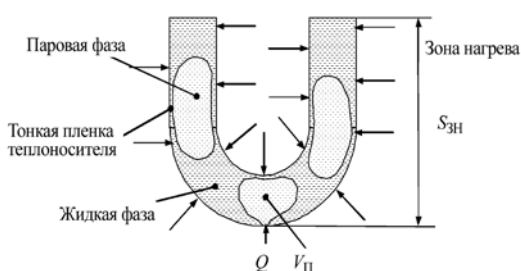
Будем считать, что коэффициент заполнения ПТТ теплоносителем составляет 50%. Площадь внутренней поверхности зоны нагрева, которую занимает каждая из фаз теплоносителя, можно определить как

$$S_{\text{ЗН}}^{\text{П}} = S_{\text{ЗН}}^{\text{Ж}} = \frac{1}{2} S_{\text{ЗН}},$$

где $S_{\text{ЗН}}^{\text{П}}$ и $S_{\text{ЗН}}^{\text{Ж}}$ — внутренняя площадь поверхности зоны нагрева, которую занимают, соответственно, паровая и жидкая фазы, $S_{\text{ЗН}}$ — суммарная внутренняя площадь поверхности зоны нагрева.

Для того чтобы составить математическую модель, примем ряд допущений.

1. Пар находится в состоянии насыщения, температура пара в зонах нагрева, транспорта и конденсации остается постоянной.
2. Температура жидкости в зонах нагрева, транспорта и конденсации остается постоянной.
3. Пар и жидкость равномерно распределены вдоль ПТТ.



Физическая модель зарождения и роста парового пузыря в зоне нагрева ПТТ

4. Теплофизические свойства жидкости и пара постоянны и не зависят от температуры.

Тепловой поток, подводимый к жидкой фазе теплоносителя в зоне нагрева, расходуется на зарождение и рост парового пузыря, а также на аккумуляцию энергии, необходимой для преодоления капиллярных сил и перемещения пузыря в зону конденсации:

$$Q = Q_{\text{ПП}} + Q_{\text{ПЕРЕМ}} = c_p \cdot \frac{m''}{\tau_{\text{НК}}} \cdot \Delta T + \Delta F \cdot \frac{dl_{\text{ПЕРЕМ}}}{d\tau_{\text{ПЕРЕМ}}},$$

где Q — подведенный тепловой поток, Вт; $Q_{\text{ПП}}$, $Q_{\text{ПЕРЕМ}}$ — часть теплового потока, расходуемая на, соответственно, зарождение и рост парового пузыря и его перемещение из зоны нагрева в зону конденсации, Вт; c_p — коэффициент теплоемкости пара, кДж/(кг·К); m'' — масса пузыря, кг; $\tau_{\text{НК}}$ — время начала кипения, с; ΔT — температурный напор между стенкой трубы и теплоносителем, К; ΔF — капиллярная сила, способствующая перемещению пузырька из зоны нагрева в зону конденсации, Н; $dl_{\text{ПЕРЕМ}}$ — длина перемещения парового пузыря, м; $d\tau_{\text{ПЕРЕМ}}$ — время перемещения парового пузыря, с.

Параметры системы изменяются от «нулевых» до таких, которые соответствуют началу кипения и переходу от первого режима работы ПТТ ко второму:

при $\tau = 0$, $Q = 0$, а значит и $R = 0$,

$$\tau = \tau_{\text{НК}}, Q = Q_{\text{ПЕРЕХ}}; R = R_{\text{ОТР}} = d_{\text{ОТР}}/2; \Delta T = \Delta T_{\text{НК}} = \frac{4 \cdot \sigma \cdot T_s}{r \cdot \rho'' \cdot d_{\text{ТР}}^{\text{BH}}},$$

где $R_{\text{ОТР}}$, $d_{\text{ОТР}}$ — соответственно, радиус и диаметр парового пузыря в момент отрыва, м; $\Delta T_{\text{НК}}$ — температурный напор, соответствующий началу кипения, К; T_s — температура насыщения в зоне нагрева, К; σ — коэффициент поверхностного натяжения, Н/м; r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг; $d_{\text{ТР}}^{\text{BH}}$ — внутренний диаметр трубки (который является характерным размером для данного случая), м.

В результате расчета получена формула

$$Q_{\text{ПЕРЕХ}} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot c_p \cdot \rho'' \cdot \Delta T_{\text{НК}} \cdot \frac{R_{\text{ОТР}}^3}{\tau_{\text{НК}}} + \Delta p \cdot S_{\text{СЕЧ}} \cdot w_{\text{ПЕРЕМ}},$$

где $w_{\text{ПЕРЕМ}} = dl_{\text{ПЕРЕМ}}/d\tau_{\text{ПЕРЕМ}}$ — скорость перемещения парового пузыря, м/с; Δp — движущий капиллярный напор, Па; $S_{\text{СЕЧ}}$ — площадь поперечного сечения ПТТ, м².

Таким образом, тепловой поток, необходимый для начала кипения теплоносителя в ПТТ, прямо пропорционален величине движущего капиллярного напора (который определяется параметрами охлаждения и подводимым тепловым потоком) и скорости перемещения теплоносителя и обратно пропорционален времени начала кипения (по сути — времени аккумуляции тепловой энергии).

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Yin D., Ma H.B. Analytical solution of oscillating flow in a capillary tube // International Journal of Heat and Mass Transfer.— 2013.— N 66.— P. 699–705.
2. 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.
3. 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.
4. Кравец В. Ю., Наумова А. Н., Вовкогон А. Н. Исследование режимов теплообмена в пульсационной тепловой трубе // Технология и конструирование в электронной аппаратуре.— 2010.— № 1(85).— С. 39–43.

A. N. Naumova, V. Yu. Kravets

Mathematic model for calculation of boiling point in a pulsating heat pipe.

The paper presents physical representation and mathematic model for processes that take place inside pulsating heat pipe. The formula for calculation of heat flow required for heat carrier boiling point was deduced. The result obtained can be applied for calculation of effective operation lower limit of the pulsating heat pipe intended for cooling of thermally loaded elements, particularly, high power LED lighting devices.

Keywords: *pulsating heat pipe, mathematic model, boiling point, LED.*