

УДК 622.311

РЕЖИМЫ ДВУХФАЗНОГО ОСЦИЛЛИРУЮЩЕГО ТЕЧЕНИЯ В СИСТЕМЕ, СОСТОЯЩЕЙ ИЗ ЗАМКНУТОЙ ТЕПЛОВОЙ ТРУБКИ И ОБРАТНЫХ КЛАПАНОВ

С. Тонгдаенг, Б. Бубпхачот, С. Риттидек

Университет Махасаракхама, 44150 Махасаракхам, Таиланд

E-mails: sanhawat_cu@hotmail.com, bopit.b@msu.ac.th, s.rittidech@hotmail.com

Исследованы режимы двухфазного теплового осциллирующего течения рабочей жидкости в системе, состоящей из замкнутой тепловой трубки и обратных клапанов, при отборе тепла сверху. В качестве рабочих жидкостей использовались этанол и хладагенты R141b и R11 с коэффициентом заполнения объема трубки, равным 50 %. Обнаружено, что максимальная удельная мощность теплового потока достигалась при использовании в качестве рабочей жидкости хладагента R11 в случае, когда внутренний диаметр трубки составлял 1,8 мм, угол наклона — -90° , температура в испарителе — 125°C , его длина — 50 мм. Выявлены следующие режимы течения: пробочное — дисперсное пузырьковое — кольцевое, пробочное — дисперсное пузырьковое — эмульсионное, пробочное — пузырьковое — кольцевое, пробочное — дисперсное пузырьковое, пузырьковое — кольцевое, пробочное — кольцевое.

Ключевые слова: режим двухфазного течения, замкнутая тепловая трубка, осциллирующий поток, режим нагрева сверху.

DOI: 10.15372/PMTF20160618

Введение. Тепловая трубка, представляющая собой устройство для переноса тепла [1], используется для охлаждения различных электронных приборов. В работах [2, 3] изучено осциллирующее течение в тепловой трубке с обратными клапанами. В [4] исследовались режимы течения в тепловой трубке с использованием высокоскоростной камеры. В [5] изучены тепловые характеристики горизонтальной замкнутой осциллирующей тепловой трубки. В [6] исследованы характеристики теплопереноса и влияние на них положения нагревателя. В работе [7] изучены режимы осциллирующего течения в замкнутых тепловых трубках и показано, что параметры входного теплового потока и коэффициент заполнения оказывают влияние на мощность устройства. В [8] исследовано влияние длины испарителя и отношения числа обратных клапанов к числу поворотных колен на режимы работы тепловой системы. В [9] осуществлена визуализация потока осциллирующей жидкости и газа в капиллярной тепловой трубке. Обнаружено, что колебания пузырьков пара обусловлены пузырьковым кипением. Теплоперенос при кипении жидкости в трубках малого диаметра исследовался в работе [10]. В эксперименте обнаружены шесть режимов течения: дисперсное пузырьковое, пузырьковое, пробочное, эмульсионное, кольцевое, дисперсно-капельное. В [11] исследована мощность горизонтальной тепловой трубки. Установлено, что максимальная мощность достигается, когда число обратных клапанов равно

Работа выполнена при финансовой поддержке лаборатории конструирования тепловых труб и термических устройств Университета Махасаракхама (Таиланд).

© Тонгдаенг С., Бубпхачот Б., Риттидек С., 2016

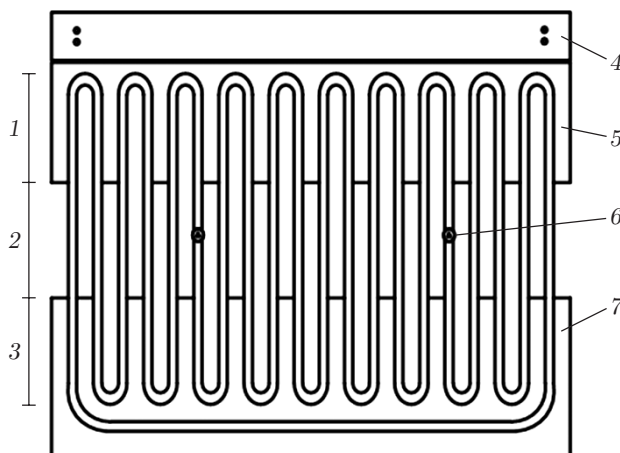


Рис. 1. Схема системы, состоящей из замкнутой тепловой трубки и обратных клапанов, при верхнем режиме отбора тепла из осциллирующего потока рабочей жидкости:

1 — испаритель, 2 — адиабатическая секция, 3 — конденсатор, 4 — нагреватель, 5 — алюминиевая пластина, 6 — клапан, 7 — охлаждающая рубашка

двум. Максимальная удельная мощность теплового потока получена при использовании трубки с внутренним диаметром, равным 2 мм, и хладагента R123 в качестве рабочей жидкости. В [12] визуализирован пульсирующий поток в замкнутой тепловой трубке. Наблюдались такие явления, как пузырьковое кипение, коалесценция пузырьков, формирование и распространение жидких пробок. В работе [13] обнаружены различные режимы течения при отборе тепла снизу. Однако эти режимы не были изучены.

Целью данной работы является изучение режимов двухфазного течения в системе, состоящей из замкнутой тепловой трубки и обратных клапанов при отборе тепла сверху.

1. Методика эксперимента. Схема экспериментальной установки приведена на рис. 1. Система состоит из стеклянных капиллярных трубок с внутренними диаметрами $d = 1,8; 2,4; 3,4$ мм и 10 поворотных колен. В качестве рабочих жидкостей использовались этанол и хладагенты R141b, R11 с коэффициентом заполнения объема трубки, равным 50 %. В системе использовались также два обратных клапана. Обратный клапан пропускает жидкость в одном направлении. Длина испарителя равна $L_e = 50, 100, 150$ мм. Исследования проводились в системе, состоящей из замкнутой тепловой трубки и обратных клапанов, при верхнем режиме отбора тепла из осциллирующего потока рабочей жидкости (далее — тепловая система). Угол наклона системы к горизонту составлял $\alpha = -20, -40, -60, -80, -90^\circ$, температура в испарителе поддерживалась равной $T_e = 85, 105, 125$ °С. Температура воды в конденсаторе поддерживалась равной 20 ± 2 °С, а затем подавалась в охлаждающую рубашку. Массовый расход жидкости внутри охлаждающей рубашки измерялся с помощью плавающего расходомера Platon PTF2 ASS-C с погрешностью 2,88 %. Температура регистрировалась с помощью прибора Yokogawa DX 200 с точностью до ± 1 °С. Для измерения мощности теплового потока на входе и выходе конденсатора были установлены термопары Omega типа К, измеряющие температуру с погрешностью $\pm 0,58$ °С. Для регистрации движения жидкости в тепловой системе использовалась видеокамера Sony CCD-TR618E, а для фотографирования в определенные моменты времени — цифровая камера Nikon D90. На камеру была нанесена шкала для измерения диаметра пузырьков пара в испарителе, скорость пузырьков пара определялась визуально. Эксперимент проводился в следующей последовательности: сначала тепловая

система помещалась в экспериментальную установку. Задавались необходимые температуры в нагревателе и конденсаторе, затем жидкость подавалась в рубашку конденсатора. Температура в испарителе увеличивалась до требуемого значения приблизительно через 30 мин. После достижения установившегося режима регистрирующими приборами фиксировались характеристики течения, температура и расход охлаждающей жидкости.

2. Теоретический анализ течения. Для данного эксперимента удельную мощность потока тепла q можно вычислить по формуле

$$q = \frac{Q}{A_c} = \frac{\dot{m}c_{pw}(T_{out} - T_{in})}{A_c},$$

где Q — мощность теплового потока, Вт; $\dot{m} = 0,0133$ кг/с — массовый расход жидкости; $c_{pw} = 4,183$ кДж/(кг·°С) — удельная теплоемкость; T_{out} , T_{in} — температуры потока на выходе из конденсатора и входе в него, °С; A_c — площадь внешней поверхности части трубки, находящейся в конденсаторе, м².

Поток импульса в жидкой и газообразной фазах определялся следующим образом [14]:

— поток импульса в жидкой фазе

$$I_l = [G(1 - x)]^2 / \rho_l;$$

— поток импульса в газообразной фазе

$$I_g = [G(1 - x)]^2 / \rho_g.$$

Здесь G — массовый расход двухфазной смеси; ρ_g , ρ_l — плотности рабочей жидкости в газообразной и жидкой фазах; $x = (h_{tp} - h_l) / (h_g - h_l)$ — степень сухости пара при полном термодинамическом равновесии между жидкой и газообразной фазами [10]; $h_{tp} = h_l + c_p(T - T_a)$ — энтальпия двухфазного течения, кДж/кг; h_l , h_g — энтальпия жидкости и пара, кДж/кг; c_p — удельная теплоемкость, кг/(кДж·°С); T , T_a — значения температуры в трубке и окружающей среде, °С.

Массовый расход двухфазной смеси на единицу площади поперечного сечения трубы определяется следующим образом:

$$G = G_g + G_l.$$

Массовые расходы жидкости и газа вычисляются по формулам

$$G_l = \rho_l u_{sl}, \quad G_g = \rho_g u_{sg},$$

где u_{sl} — приведенная скорость жидкости, м/с; u_{sg} — приведенная скорость газа, м/с; G_l , G_g — массовые расходы жидкости и газа, кг/(м²·с).

3. Результаты исследования и их обсуждение. Ниже приведены результаты исследования теплового потока и режимов течения в рассматриваемой тепловой системе.

3.1. *Тепловой поток.* На рис. 2 показано влияние температуры в испарителе на мощность теплового потока при использовании в качестве рабочей жидкости хладагента R11. Температура в испарителе составляла $T_e = 85, 105, 125$ °С, внутренний диаметр трубки $d = 2,4$ мм, длина испарителя $L_e = 50$ мм. На рис. 2 видно, что при увеличении температуры в испарителе мощность теплового потока увеличивается, достигая максимального значения $q_{max} = 3,89$ кВт/м² при $T = 125$ °С, $\alpha = -90^\circ$. Это обусловлено тем, что при большой температуре пар быстро расширяется. В результате давление в испарителе и скорость движения пара увеличиваются.

На рис. 3 показано влияние скрытой теплоты парообразования на мощность теплового потока. В качестве рабочих жидкостей использовались этанол и хладагенты R11, R141b, внутренний диаметр трубки $d = 2,4$ мм, длина испарителя $L_e = 50$ мм. Из рис. 3 следует, что максимальная мощность теплового потока достигается при использовании в качестве

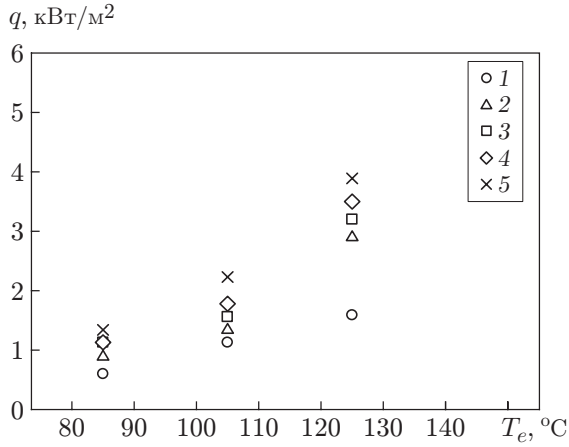


Рис. 2

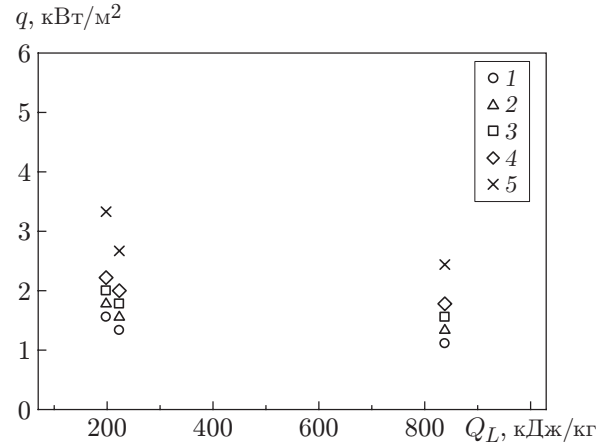


Рис. 3

Рис. 2. Зависимость мощности теплового потока в тепловой системе от температуры в испарителе при различных значениях угла наклона системы:

1 — $\alpha = -20^\circ$, 2 — $\alpha = -40^\circ$, 3 — $\alpha = -60^\circ$, 4 — $\alpha = -80^\circ$, 5 — $\alpha = -90^\circ$

Рис. 3. Влияние скрытой теплоты парообразования на мощность теплового потока для различных рабочих жидкостей и углов наклона системы:

$Q_L = 181,35$ кДж/кг — хладагент R11, $Q_L = 223$ кДж/кг — хладагент R141b, $Q_L = 838$ кДж/кг — этанол; 1 — $\alpha = -20^\circ$, 2 — $\alpha = -40^\circ$, 3 — $\alpha = -60^\circ$, 4 — $\alpha = -80^\circ$, 5 — $\alpha = -90^\circ$

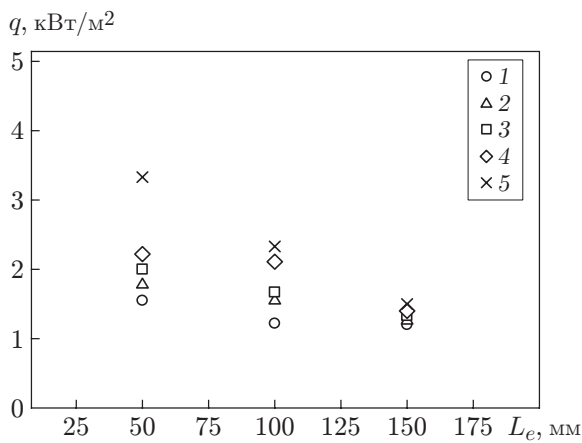


Рис. 4

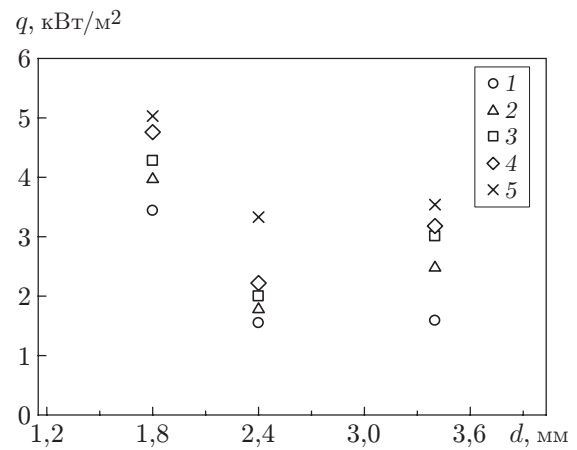


Рис. 5

Рис. 4. Зависимость мощности теплового потока в тепловой системе от длины испарителя при различных значениях угла наклона системы:

1 — $\alpha = -20^\circ$, 2 — $\alpha = -40^\circ$, 3 — $\alpha = -60^\circ$, 4 — $\alpha = -80^\circ$, 5 — $\alpha = -90^\circ$

Рис. 5. Зависимость мощности теплового потока в тепловой системе от внутреннего диаметра трубки при различных значениях угла наклона системы (обозначения те же, что на рис. 4)

рабочей жидкости R11 и $\alpha = -90^\circ$, минимальная — при использовании в качестве рабочей жидкости R141b. Это обусловлено тем, что на максимальную мощность теплового потока влияет скрытая теплота парообразования Q_L . Рабочей жидкости с меньшей скрытой теплотой парообразования соответствует бóльшая мощность теплового потока.

На рис. 4 показано влияние длины испарителя ($L_e = 50, 100, 150$ мм) на мощность теплового потока в тепловой системе при $d = 2,4$ мм. В качестве рабочей жидкости использовался хладагент R11. Обнаружено, что при увеличении длины испарителя мощность теплового потока уменьшается. Максимальная мощность теплового потока достигалась при $L_e = 50$ мм, $\alpha = -90^\circ$, $T_e = 125$ °С, минимальная — при $L_e = 150$ мм. При длине испарителя $L_e = 50$ мм удельная мощность теплового потока из испарителя в конденсатор была меньше, чем при $L_e = 100, 150$ мм. При $\alpha = -90^\circ$ и $L_e = 50, 100, 150$ мм мощность теплового потока равна $q = 3,89; 2,33; 1,41$ кВт/м² соответственно.

На рис. 5 показано влияние внутреннего диаметра трубки ($d = 1,8; 2,4; 3,4$ мм) на мощность теплового потока при $T_e = 125$ °С, $L_e = 50$ мм. В качестве рабочей жидкости использовался хладагент R11. На рис. 5 видно, что при увеличении внутреннего диаметра трубки мощность теплового потока уменьшается. Максимальная мощность теплового потока достигалась при $d = 1,8$ мм и $\alpha = -90^\circ$. Это обусловлено тем, что при увеличении внутреннего диаметра трубки объем пара быстро увеличивается.

3.2. Режимы течения. Проведено исследование режимов течения в рассматриваемой тепловой системе.

На рис. 6,а показан режим течения, включающий пробочное, дисперсное пузырьковое и кольцевое течения (режим I). Режим течения определяется случайным распределением в системе паровых и жидких пробок. При подаче тепла к испарителю паровая пробка расширяется и рабочая жидкость закипает. Паровая пробка проталкивает жидкость в испаритель, при этом на внутренней стенке трубы возникает дисперсное пузырьковое течение. Пробка, перемещаясь в U-образную трубку, сжимается, и размер пузырьков пара быстро возрастает, что обуславливает переход от пробочного режима течения к кольцевому. Кольцевой режим течения возникает при малой скрытой теплоте парообразования рабочей жидкости (R11), при большой температуре в испарителе и малой его длине.

На рис. 6,б показан режим течения, включающий пробочное, дисперсное пузырьковое и эмульсионное течения (режим II). Такой режим течения возникает, когда внутренний диаметр трубки увеличивается от 1,8 до 3,4 мм. Это приводит к уменьшению поверхностного натяжения и нерегулярному хаотичному двухфазному течению. При эмульсионном режиме течения на стенке трубки образуется жидкая пленка, а внутри трубки — газовый поток.

На рис. 6,в показан режим течения, включающий пробочное, пузырьковое и кольцевое течения (режим III), при использовании в качестве рабочих жидкостей R11 и R141b, длина испарителя $L_e = 100, 150$ мм. Площадь поверхности нагрева увеличивается, в результате чего размер пузырьков пара возрастает и скорость пара уменьшается, поскольку при увеличении длины испарителя влияние разности давлений в испарителе и конденсаторе увеличивается.

На рис. 6,г показан режим течения, включающий пробочное и дисперсное пузырьковое течения (режим IV). В качестве рабочей жидкости использовался хладагент R141b, длина испарителя $L_e = 50$ мм, $d = 2,4$ мм, $\alpha = -90, -80^\circ$, $T_e = 85, 105, 125$ °С. Такой режим имеет место, когда к испарителю подается тепло и возникает дисперсное пузырьковое течение с большим количеством пузырьков. Размер дисперсных пузырьков меньше внутреннего диаметра капиллярной трубки. Так как формируется большое количество дисперсных пузырьков, скорость их роста очень большая. Это приводит к быстрому увеличению размеров пузырьков, которые соединяются, образуя пробку.

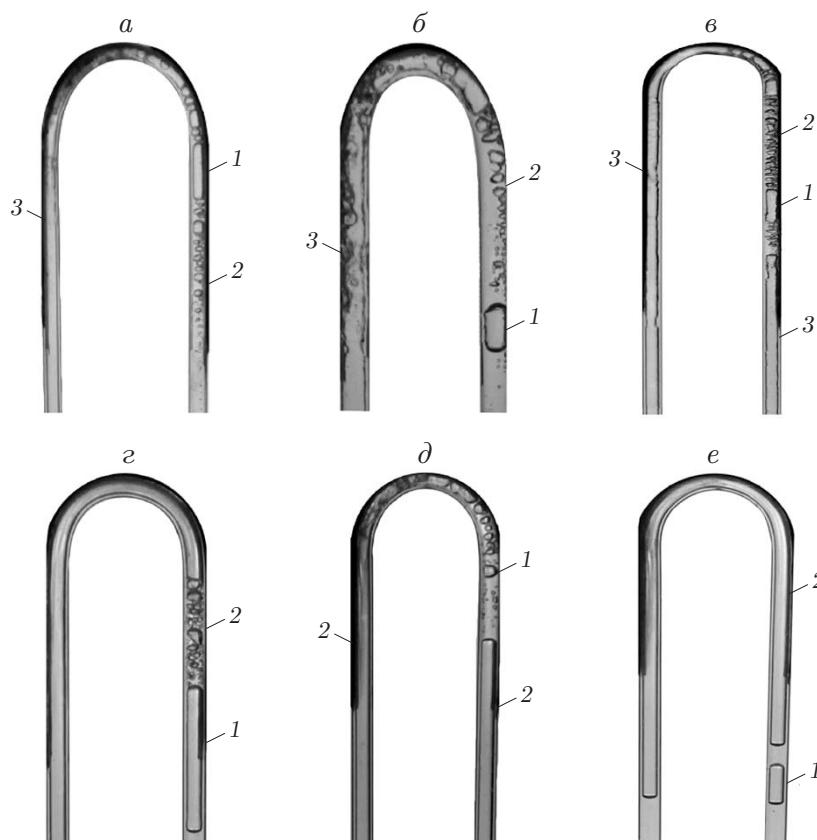


Рис. 6. Режимы течения в тепловой системе:

a — пробочное (1), дисперсное пузырьковое (2) и кольцевое (3) течения; *б* — пробочное (1), дисперсное пузырьковое (2) и эмульсионное (3) течения; *в* — пробочное (1), пузырьковое (2) и кольцевое (3) течения; *г* — пробочное (1) и дисперсное пузырьковое (2) течения; *д* — пузырьковое (1) и кольцевое (2) течения; *е* — пробочное (1) и кольцевое (2) течения

На рис. 6, *д* показан режим течения, включающий пузырьковое и кольцевое течения (режим V). В качестве рабочей жидкости использовался хладагент R141b, $L_e = 50$ мм, $d = 2,4$ мм, $\alpha = -60, -40, -20^\circ$, $T_e = 85, 105, 125$ °С. При уменьшении угла наклона сила тяжести обуславливает уменьшение скорости движения жидкости к испарителю, вследствие чего объемная доля пара в верхней части системы увеличивается.

На рис. 6, *е* показан режим течения, включающий пробочное и кольцевое течения (режим VI). В качестве рабочей жидкости использовался этанол. Поскольку температура источника тепла была близка к температуре кипения этанола, пробка пара перемещалась в U-образную трубку и сжималась. Это обусловило переход от пробочного режима течения к кольцевому.

3.3. *Карта режимов потока.* На рис. 7 приведена карта режимов течения в рассматриваемой тепловой системе. Режим I реализуется при использовании в качестве рабочей жидкости хладагента R11 и $d = 1,8$ мм. При этом максимальное значение потока импульса находится в диапазоне $0,88 \div 3,29$ кг/(с²·м). При увеличении внутреннего диаметра до значения $d = 3,4$ мм режим I переходит в режим II. В этом режиме максимальное значение потока импульса находится в диапазоне $1,55 \div 2,29$ кг/(с²·м). При использовании в качестве рабочей жидкости этанола режиму VI соответствует минимальное значение потока импульса, которое находится в диапазоне $0,01 \div 0,10$ кг/(с²·м).

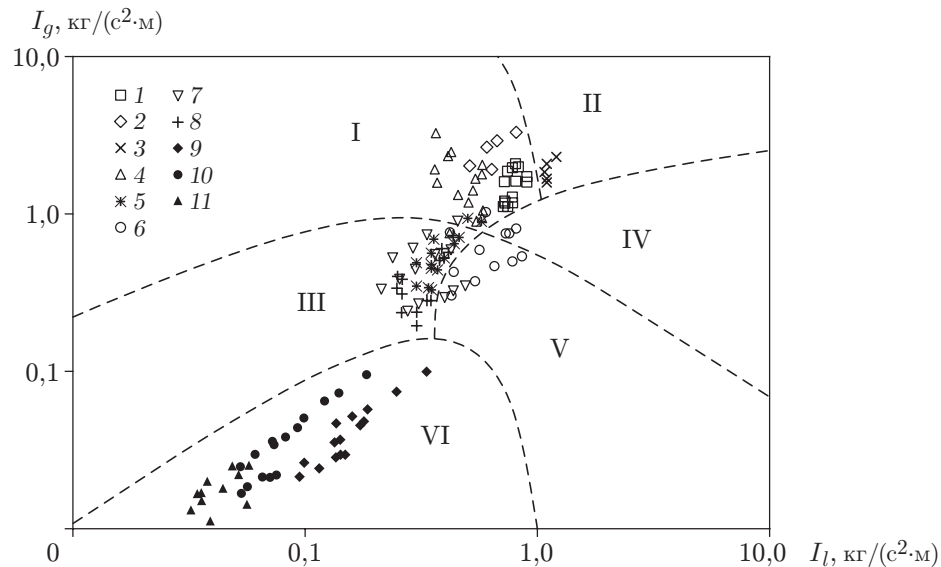


Рис. 7. Карта режимов течения в тепловой системе:

I–VI — области, в которых реализуются режимы I–VI; 1 — R11 ($L_e = 50$ мм, $d = 2,4$ мм), 2 — R11 ($L_e = 50$ мм, $d = 1,8$ мм), 3 — R11 ($L_e = 50$ мм, $d = 3,4$ мм), 4 — R11 ($L_e = 100$ мм, $d = 2,4$ мм), 5 — R11 ($L_e = 150$ мм, $d = 2,4$ мм), 6 — R141b ($L_e = 50$ мм, $d = 2,4$ мм), 7 — R141b ($L_e = 100$ мм, $d = 2,4$ мм), 8 — R141b ($L_e = 150$ мм, $d = 2,4$ мм), 9 — этанол ($L_e = 50$ мм, $d = 2,4$ мм), 10 — этанол ($L_e = 100$ мм, $d = 2,4$ мм), 11 — этанол ($L_e = 150$ мм, $d = 2,4$ мм)

Закключение. В работе проведено исследование влияния различных параметров на мощность теплового потока и режимы течения при отборе тепла сверху из осциллирующего потока рабочей жидкости в системе, состоящей из замкнутой тепловой трубки и обратных клапанов. Результаты исследования позволяют сделать следующие выводы.

Рабочая жидкость оказывает существенное влияние на мощность теплового потока в рассмотренной тепловой системе. Максимальная мощность теплового потока достигалась при использовании в качестве рабочей жидкости хладагента R11, $d = 1,8$ мм, $\alpha = -90^\circ$, $T_e = 125$ °C, $L_e = 50$ мм. При этом возникал режим течения, включающий пробочное, дисперсное пузырьковое и кольцевое течения.

Установлено, что рабочая жидкость, внутренний диаметр трубки, длина испарителя и температура в нем, а также угол наклона системы оказывают существенное влияние на мощность теплового потока в системе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Akachi H., Polasek F., Stulc P. Pulsating heat pipe // Proc. of the 5th Intern. heat pipe symp., Melbourne (Australia). S. 1., 1996. P. 208–217.
2. Miyazaki Y., Polasek S., Akachi H. Oscillating heat pipe with check valves // Proc. of the 6th Intern. heat pipe symp., Chiang Mai (Thailand). S. 1., 2000. P. 389–393.
3. Pitpatpaiboon N., Rittidech S., Sukna P., Suddee T. Effect of inclination angle working fluid and number of check valves on the heat transfer characteristics of a closed-loop oscillating heat pipe with check valves // Proc. of the 1st Intern. seminar on heat pipe and recovery systems, Malaysia. S. 1., 2004. P. 58–61.
4. Xu J. L., Li Y. X., Wong T. N. High speed flow visualization of a closed loop pulsating heat pipe // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2005. V. 48, N 16. P. 3338–3351.

5. **Charoensawan P., Terdtoon P.** Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipes // Appl. Thermal Engng. 2008. V. 28, N 5/6. P. 460–466.
6. **Li J., Yan L. J.** Experimental research on heat transfer of pulsating heat pipe // J. Thermal Sci. 2008. V. 17, N 2. P. 181–185.
7. **Khandakar S., Dollinger N., Groll M.** Understanding operational regimes of closed loop pulsating heat pipe: an experimental study // Appl. Thermal Engng. 2003. V. 23, N 6. P. 707–719.
8. **Rittidech S., Meena P., Terdtoon P.** Effect of evaporator lengths and ratio of check valves to number of turns on internal flow patterns of a closed-loop oscillating heat-pipe with check valves // Amer. J. Appl. Sci. 2008. V. 5, N 3. P. 184–188.
9. **Kim J. S., Bui N. H., Kim J. W., et al.** Flow visualization of oscillation characteristics of liquid and vapour flow in the oscillating capillary tube heat pipe // Korean Soc. Mech. Engrs Intern. J. 2003. V. 17, N 10. P. 1507–1519.
10. **Huo X., Chen L., Tian Y. S., Karayiannis T. G.** Flow boiling and flow regimes in small diameter tubes // Appl. Thermal Engng. 2004. V. 24, N 8/9. P. 1225–1239.
11. **Rittidech S., Pipatpaiboon N., Thongdaeng S.** Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipes with check valves // J. Mech. Sci. Technol. 2010. V. 24, N 2. P. 545–550.
12. **Tong B. Y., Wong T. N., Ooi K. T.** Closed-loop pulsating heat pipe // Appl. Thermal Engng. 2001. V. 21, N 8. P. 1845–1862.
13. **Bhuwakietkumjohn N., Rittidech S.** Internal flow patterns on heat-transfer characteristic of a closed-looped oscillating heat-pipe with check valves using ethanol and ethanol mixed silver nano // Exp. Thermal Fluid Sci. 2010. V. 34, N 8. P. 1000–1007.
14. **Hewitt G. F.** Studies of two-phase flow patterns by simultaneous X-ray and flash photography / G. F. Hewitt, D. N. Roberts. Harwell: Chem. Engng Division: Atom. Energy Res. Establishment, 1969.

*Поступила в редакцию 15/І 2014 г.,
в окончательном варианте — 22/Х 2014 г.*
