

УДК 536.2

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В СИСТЕМЕ, СОСТОЯЩЕЙ ИЗ ЗАМКНУТОЙ ТЕПЛОВОЙ ТРУБКИ И ОБРАТНЫХ КЛАПАНОВ, ПРИ ВЕРХНЕМ РЕЖИМЕ ОТБОРА ТЕПЛА ИЗ ОСЦИЛЛИРУЮЩЕГО ПОТОКА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Н. Бхувейкиткумджон, С. Риттидек, А. Паттия

Университет Махасаракхама, 44150 Махасаракхам, Таиланд
E-mail: s_rittidej@hotmail.com

Изучены характеристики теплопередачи в случае верхнего режима отбора тепла из осциллирующего потока рабочей жидкости в системе, состоящей из замкнутой тепловой трубки и обратных клапанов. В качестве рабочих жидкостей использовались вода и этанол при различных рабочих температурах. Установлено, что при коэффициенте наполнения рабочей жидкостью объема трубки, изменяющемся в диапазоне от 30 до 80 %, с увеличением рабочей температуры и с уменьшением отношения длины испарителя L_e к внутреннему диаметру трубки d удельная мощность теплового потока значительно увеличивается. Максимальное значение удельной мощности теплового потока, равное $786,34 \text{ Вт/м}^2$, достигалось при использовании в качестве рабочей жидкости этанола в случае, когда $L_e/d = 25$, угол наклона системы к горизонту равен 90° , а коэффициент наполнения — 80 %.

Ключевые слова: верхний режим отбора тепла, осциллирующий поток рабочей жидкости, тепловая трубка, обратный клапан.

Введение. Как известно, в случае если теплообменные устройства предназначены для работы в условиях высокой тепловой нагрузки, параметры традиционных тепловых трубок, такие как предел капиллярности при малых диаметрах трубок и степень проходимости, имеют ряд ограничений. Учет этих ограничений особенно важен, если тепловые трубки используются для охлаждения электронных устройств.

В силу указанных ограничений используются длинные капилляры трех типов: 1) замкнутые осциллирующие тепловые трубки, соединенные с обоих концов и образующие петлю (система 1); 2) осциллирующие тепловые трубки, закрытые с обоих концов (система 2); 3) замкнутые осциллирующие трубки с обратным клапаном (система 3). Теплопередача в таких осциллирующих трубках происходит за счет самоподдерживающегося потока смеси пар — жидкость, осциллирующего между испарителем и холодильником, в результате чего происходит перенос скрытого тепла. При нормальных условиях эксплуатации жидкость и пар эффективно разделяются: жидкость находится в охлажденных областях, пар — в нагретых. Находящаяся в U-образных коленах жидкость также имеет U-образную форму и осциллирует, вследствие чего возникают волны. При таком течении эффективная площадь поверхности, на которой происходит теплообмен, ограничена амплитудой волн.

Работа выполнена при поддержке Университета Махасаракхама (Таиланд), Таиландского фонда исследований и комиссии при Управлении высшего образования (гранты № RMU5380008; 225/2551).

© Бхувейкиткумджон Н., Риттидек С., Паттия А., 2012

Если амплитуда осциллирующего потока жидкости недостаточно велика, то вклад рабочей жидкости в теплоперенос недостаточен и теплоперенос невозможен. Этот технологический недостаток свойствен осциллирующим тепловым трубкам. Однако установка обратных клапанов в замкнутую систему позволяет устранить указанный недостаток, поскольку в этом случае течение происходит в одном направлении и поверхность, на которой осуществляется теплообмен, не ограничена амплитудой осциллирующего потока. Преимуществами системы 3 являются ее способность передавать тепло в различных направлениях, быстрый отклик и особенности ее внутренней структуры. В [1] изучены свойства осциллирующих тепловых трубок с обратным клапаном при нормальных условиях эксплуатации, когда жидкость и пар эффективно разделяются.

В [2] исследованы тепловые характеристики горизонтальной замкнутой осциллирующей тепловой трубки в нормальных условиях эксплуатации. Исследовано течение в медных капиллярных тепловых трубках с различными внутренними диаметрами, длинами испарителя и количеством поворотных колен. В качестве рабочей жидкости использовались дистиллированная вода и чистый этанол с различными коэффициентами заполнения. Показано, что с увеличением температуры испарителя и уменьшением отношения длины испарителя к эффективной длине тепловые характеристики горизонтальной замкнутой осциллирующей тепловой трубки улучшаются. Наилучшие свойства система горизонтальных замкнутых тепловых трубок имеет при числе колен, равном 26. В [3] исследованы тепловые характеристики различных систем горизонтальных замкнутых осциллирующих тепловых трубок с обратными клапанами. Из полученных результатов следует, что характеристики теплопередачи горизонтальной системы 3 могут быть улучшены за счет уменьшения длины испарителя. Среди исследованных систем максимальную производительность имела система с двумя обратными клапанами. Максимальная удельная мощность потока тепла достигается при использовании трубки с внутренним диаметром, равным 2 мм, и хладагента R-123 в качестве рабочей жидкости. В [4] исследованы характеристики замкнутой тепловой трубки с обратными клапанами. Угол наклона системы к горизонту был равен 90° . Результаты экспериментов показывают, что с увеличением коэффициента обратного клапана и уменьшением параметра L_e/d мощность теплового потока возрастает. Характеристики системы оказываются лучше, если она ориентирована вертикально. Однако вертикальная и горизонтальная ориентации не всегда возможны. Системы с верхним режимом отбора обычно используются для охлаждения электронных устройств, в устройствах контроля влажности воздуха, в кондиционерах и т. п. Несмотря на то что область применимости систем осциллирующих тепловых трубок с обратными клапанами при верхнем режиме отбора тепла достаточно широка, имеется небольшое количество экспериментальных данных о работе этих систем (рис. 1). Целью настоящей работы является экспериментальное исследование основных тепловых характеристик такой системы.

Методика эксперимента. При конструировании системы, состоящей из замкнутой тепловой трубки и обратных клапанов, при верхнем режиме отбора тепла из осциллирующего потока рабочей жидкости (далее — тепловой системы) важным является определение диаметра трубки. Максимальный внутренний диаметр системы 3 может быть определен по формуле [5]

$$d_{\max} < 2\sqrt{\sigma/(\rho_l g)},$$

где d_{\max} — максимальное значение внутреннего диаметра капиллярной трубки, м; σ — поверхностное натяжение жидкости, Н/м; ρ_l — плотность жидкости, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

Обратный клапан, являющийся клапаном плавающего типа, состоит из шарика, изготовленного из нержавеющей стали, и медной трубки, в верхней части которой расположен

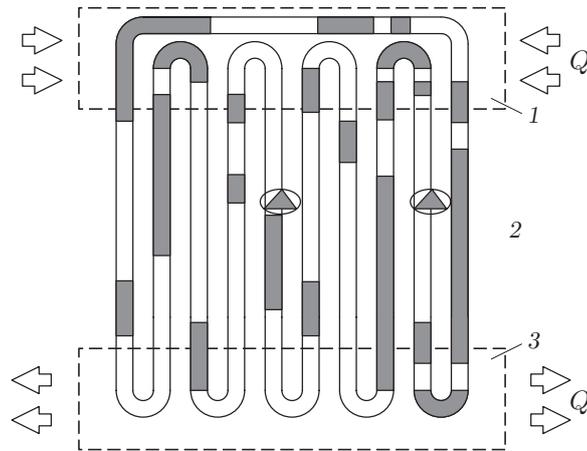


Рис. 1. Схема системы, состоящей из замкнутой тепловой трубки и обратных клапанов, при верхнем режиме отбора тепла из осциллирующего потока рабочей жидкости:

1 — испаритель; 2 — адиабатическая секция; 3 — холодильник; Q — тепловой поток

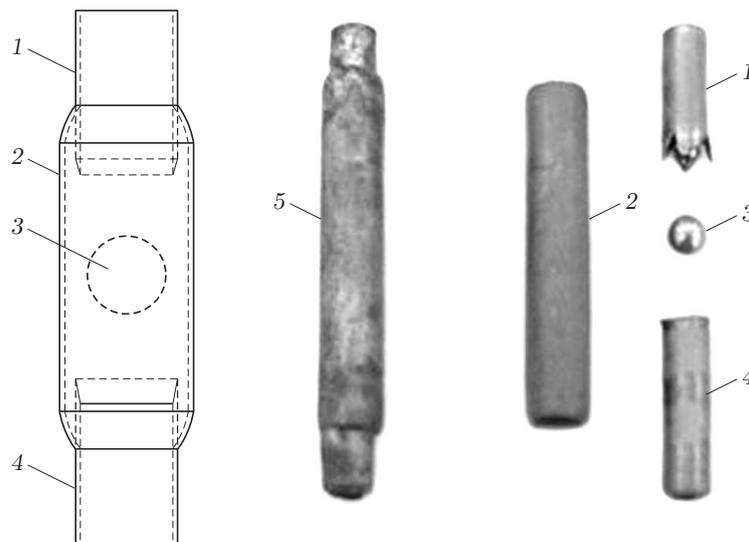


Рис. 2. Конструкция обратного клапана:

1 — шаровой стопор; 2 — кожух; 3 — шарик; 4 — седло конического клапана; 5 — клапан в сборе

шаровой стопор, а в нижней — седло конического клапана (рис. 2). Шарик может свободно перемещаться между стопором и коническим клапаном. Контакт шарика с коническим клапаном предотвращает обратное течение рабочей жидкости. Шаровой стопор позволяет рабочей жидкости перемещаться в холодильник и тем самым переносить тепло. Работа рассматриваемой тепловой системы обеспечивается тремя движущими силами: силой поверхностного натяжения, силой тяжести и осциллирующей силой, которые зависят от различных параметров.

Сила тяжести зависит от угла наклона устройства, в то время как диаметр трубки и длина испарителя оказывают существенное влияние на поверхностное натяжение, мощность теплового потока зависит от осциллирующих сил. На рис. 3 показана экспериментальная установка, состоящая из тепловой системы с испарителем длиной 50 мм,

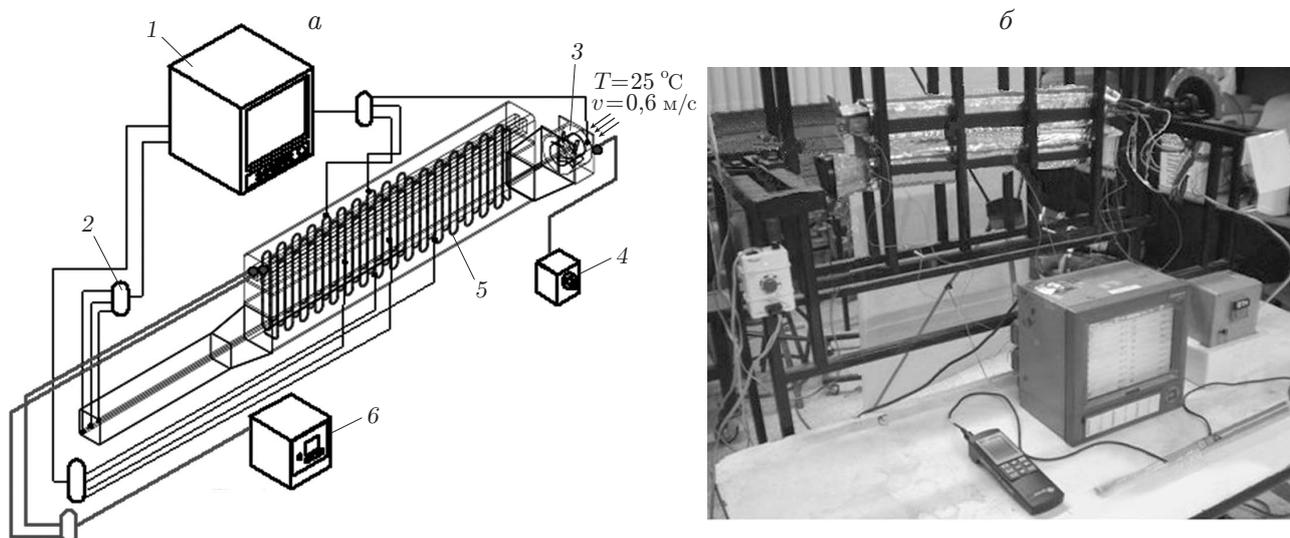


Рис. 3. Экспериментальная установка:

a — схема (1 — регистратор данных; 2 — термопары К-типа; 3 — вентилятор; 4 — контроллер температуры внешнего потока; 5 — система, состоящая из замкнутой тепловой трубки и обратных клапанов, при верхнем режиме отбора тепла из осциллирующего потока рабочей жидкости; 6 — источник электроэнергии и контроллер температуры);
б — общий вид экспериментальной установки

адиабатической секцией и холодильником длиной 100 и 150 мм соответственно. Внутренний диаметр медных трубок равен 2,03 мм. Испаритель нагревался нагревательным прибором, а охлаждался потоком воздуха, который затем поступал в холодильник. Для измерения мощности теплового потока на входе и выходе холодильника были установлены четыре термопары (Омега типа К). Четыре температурных датчика были установлены на части медной трубки, расположенной в испарителе и нагретой до высокой температуры, и один — снаружи для определения потери тепла. Устройство Yokogawa DX 200, записывающее температуру, имело 20 входных каналов и позволяло измерять температуру в диапазоне от -200 до 1100 °С с погрешностью, равной 1 °С. Это устройство вместе с термопарами (погрешность измерения которых составляла ± 1 °С) обеспечивало мониторинг температуры в необходимые моменты времени. Кроме того, две термопары были установлены в средней части системы.

Мощность теплового потока вычислялась по формуле

$$Q = mc_p(T_{out} - T_{in}). \quad (1)$$

Для определения погрешности вычислений по формуле (1) использовалось соотношение

$$WQ = \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial m} Wm \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{out}} WT_{out} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{in}} WT_{in} \right)^2 \right]^{1/2}.$$

Эксперимент проводился в следующей последовательности. Сначала тепловая система помещалась в экспериментальную установку. Задавалась необходимая температура нагревателя и поступающего воздуха, затем воздух подавался в охлаждающую секцию. После достижения установившегося режима регистрирующими приборами фиксировалось распределение температуры.

Результаты экспериментов и их обсуждение. В исследуемой системе с числом колен, равным 40, были установлены два обратных клапана. Внутренний диаметр трубки составлял 2,03 мм, скорость вдува воздуха равна 6 м/с.

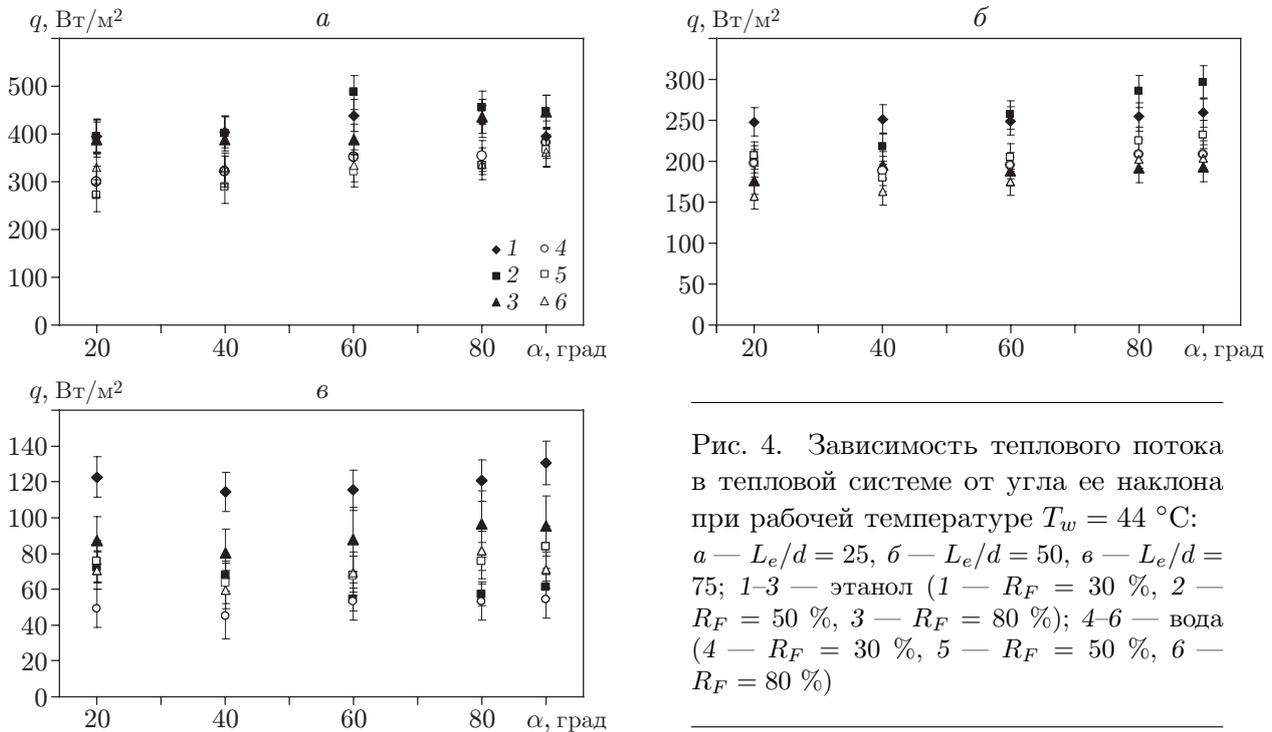


Рис. 4. Зависимость теплового потока в тепловой системе от угла ее наклона при рабочей температуре $T_w = 44\text{ }^\circ\text{C}$: $a - L_e/d = 25$, $b - L_e/d = 50$, $v - L_e/d = 75$; 1-3 — этанол (1 — $R_F = 30\%$, 2 — $R_F = 50\%$, 3 — $R_F = 80\%$); 4-6 — вода (4 — $R_F = 30\%$, 5 — $R_F = 50\%$, 6 — $R_F = 80\%$)

Эксперименты проводились при следующих параметрах: $L_e/d = 25, 50, 75$, коэффициент наполнения $R_F = 30, 50, 80\%$, угол наклона системы к горизонту $\alpha = 20, 40, 60, 80, 90^\circ$, рабочая температура жидкости $T_w = 44, 55\text{ }^\circ\text{C}$. В качестве рабочей жидкости использовались этанол и вода.

Для данных экспериментов удельную мощность потока тепла можно вычислить по формуле

$$q = Q/A_c,$$

где $Q = m^0 c_p (T_{out} - T_{in})$ — мощность потока тепла; A_c — площадь внешней поверхности части трубки, находящейся в холодильнике; m^0 — скорость потока массы; c_p — теплопроводность при постоянном давлении; T_{out} — температура потока на выходе из холодильника; T_{in} — температура потока на входе в холодильник.

На рис. 4 представлена зависимость удельной мощности теплового потока q от угла наклона системы к горизонту α при температуре рабочей жидкости $T_w = 44\text{ }^\circ\text{C}$ и различных значениях варьируемых параметров.

При $L_e/d = 25$ (см. рис. 4,а) максимальная удельная мощность теплового потока имела место в том случае, если в качестве рабочей жидкости использовался этанол. При этом максимальное значение удельной мощности теплового потока $q_{max} = 486,9\text{ Вт/м}^2$ достигалось при угле наклона $\alpha = 60^\circ$ и коэффициенте наполнения $R_F = 50\%$.

При $L_e/d = 50$ (см. рис. 4,б) максимальная удельная мощность теплового потока имела место в том случае, если в качестве рабочей жидкости использовался этанол. При этом значение $q_{max} = 296,15\text{ Вт/м}^2$ достигалось при $\alpha = 90^\circ$, $R_F = 50\%$.

При $L_e/d = 75$ (см. рис. 4,в) максимальная удельная мощность теплового потока имела место в том случае, если в качестве рабочей жидкости использовался этанол. При этом значение $q_{max} = 130,58\text{ Вт/м}^2$ достигалось при $\alpha = 90^\circ$, $R_F = 30\%$.

На рис. 5 представлена зависимость удельной мощности теплового потока q от угла наклона системы к горизонту α при температуре рабочей жидкости $T_w = 55\text{ }^\circ\text{C}$ и различных значениях варьируемых параметров.

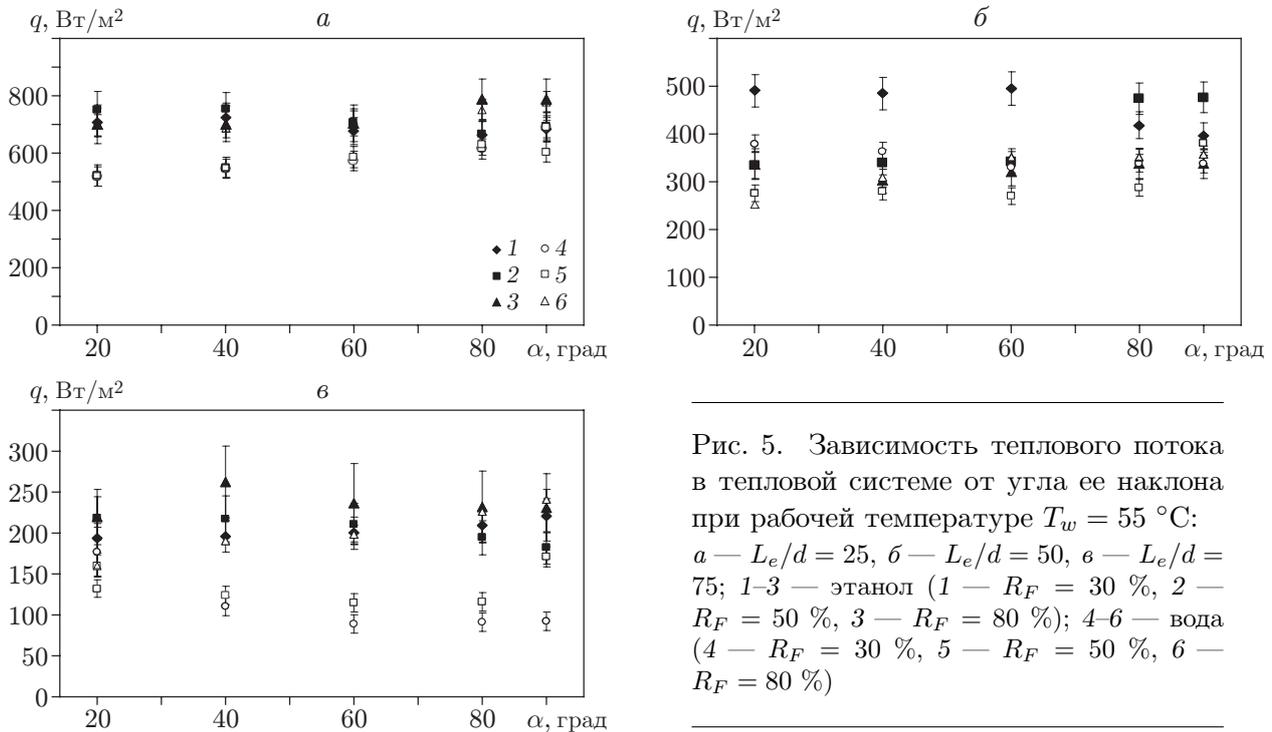


Рис. 5. Зависимость теплового потока в тепловой системе от угла ее наклона при рабочей температуре $T_w = 55^\circ\text{C}$: а — $L_e/d = 25$, б — $L_e/d = 50$, в — $L_e/d = 75$; 1–3 — этанол (1 — $R_F = 30\%$, 2 — $R_F = 50\%$, 3 — $R_F = 80\%$); 4–6 — вода (4 — $R_F = 30\%$, 5 — $R_F = 50\%$, 6 — $R_F = 80\%$)

При $L_e/d = 25$ (см. рис. 5,а) максимальная удельная мощность теплового потока имела место в том случае, если в качестве рабочей жидкости использовался этанол. При этом максимальное значение удельной мощности теплового потока $q_{\max} = 786,34 \text{ Вт}/\text{м}^2$ достигалось при угле наклона $\alpha = 90^\circ$ и коэффициенте наполнения $R_F = 80\%$.

При $L_e/d = 50$ (см. рис. 5,б) максимальная удельная мощность теплового потока имела место в том случае, если в качестве рабочей жидкости использовался этанол. При этом значение $q_{\max} = 495,78 \text{ Вт}/\text{м}^2$ достигалось при $\alpha = 60^\circ$, $R_F = 30\%$.

При $L_e/d = 75$ (см. рис. 5,в) максимальная удельная мощность теплового потока имела место в том случае, если в качестве рабочей жидкости использовался этанол. При этом значение $q_{\max} = 262,43 \text{ Вт}/\text{м}^2$ достигалось при $\alpha = 40^\circ$, $R_F = 80\%$.

Из приведенных выше результатов следует, что максимальная удельная мощность теплового потока имеет место в том случае, если в качестве рабочей жидкости используется этанол. С увеличением параметра L_e/d значение q существенно уменьшается.

Угол наклона системы к горизонту оказывает влияние на удельную мощность теплового потока вследствие действия гравитационных сил, которые в свою очередь зависят от плотности жидкости, ускорения свободного падения, длины трубок и угла наклона системы к горизонту.

При верхнем режиме отбора тепла течение рабочей жидкости в обратном направлении (в испаритель) затруднено, поэтому формирование устойчивой циркуляции также затруднено. В результате ухудшается теплоперенос в рассматриваемой тепловой системе и возрастает термическое сопротивление. При этом гравитация оказывает существенное влияние на характеристики теплопереноса.

В проведенных экспериментах длины испарителя, адиабатической секции и холодильника были постоянными. Основное внимание уделялось изучению влияния параметра L_e/d на характеристики теплового потока. Из результатов проведенных исследований следует, что этот параметр оказывает существенное влияние на характеристики теплового потока.

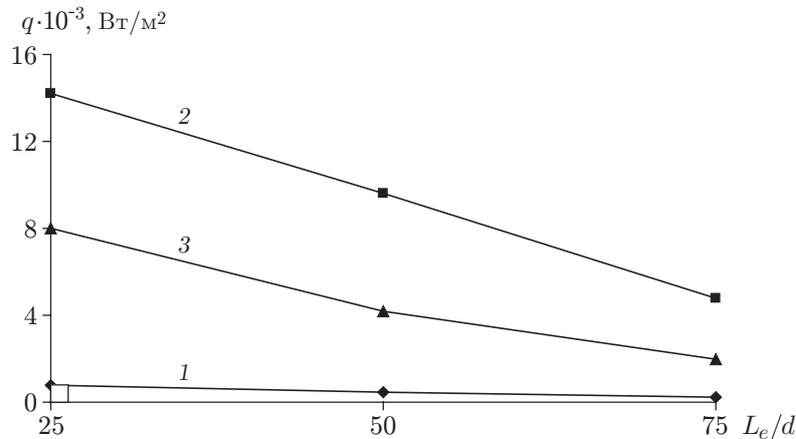


Рис. 6. Зависимость теплового потока в тепловой системе от отношения L_e/d :
 1 — данные настоящей работы для этанола, 2 — данные работы [3] для этанола, 3 —
 данные работы [3] для воды

На рис. 6 представлена зависимость удельной мощности теплового потока от параметра L_e/d . Диаметр внутренней трубки был равен 2,03 мм, система состояла из 40 колен и имела два обратных клапана. Коэффициент заполнения объема трубки рабочей жидкостью менялся в диапазоне от 30 до 80 %. Длины испарителя, адиабатической секции и холодильника были постоянными.

Для внутреннего диаметра трубки $d = 2,03$ мм значения $q_{\max} = 786,34; 476,75; 231,02$ Вт/м² при $L_e/d = 25, 50, 75$ соответственно.

На рис. 6 приведены также экспериментальные данные работы [3], полученные при использовании в качестве рабочей жидкости воды и этанола. Из приведенных результатов следует, что при увеличении значения параметра L_e/d от 25 до 75 мощность теплового потока незначительно уменьшается. Это можно объяснить тем, что при очень малых значениях параметра L_e/d процесс кипения жидкости аналогичен процессу кипения в большом объеме, что обуславливает большую мощность теплового потока. В то же время при больших значениях параметра L_e/d процесс кипения жидкости аналогичен процессу кипения в ограниченном объеме, при этом мощность теплового потока незначительна.

Заключение. Проведено экспериментальное исследование характеристик теплового потока при верхнем режиме отбора тепла из осциллирующего потока рабочей жидкости в системе, состоящей из замкнутой тепловой трубки и обратных клапанов. Из проведенных исследований следует, что с увеличением температуры рабочей жидкости и уменьшением значения параметра L_e/d мощность теплового потока существенно возрастает.

Максимальное значение мощности теплового потока имеет место при $L_e/d = 25$. При использовании в качестве рабочей жидкости этанола максимальное значение мощности теплового потока $q_{\max} = 786,34$ Вт/м² достигается при угле наклона системы к горизонту $\alpha = 90^\circ$. Также следует отметить, что максимальное значение мощности теплового потока имеет место, если в качестве рабочей жидкости используется этанол, при коэффициенте заполнения, равном 80 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Miyazaki Y., Polasek S., Akachi H. Oscillating heat pipe with check valves // Proc. of the 6th Intern. heat pipe symp. Chiang Mai (Thailand): S. n., 2000. P. 389–393.

2. **Charoensawan P., Terdtoon P.** Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipes // Appl. Therm. Engng. 2008. V. 28, N 5/6. P. 460–466.
3. **Rittidech S., Pipatpaiboon N., Thongdaeng S.** Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat-pipe systems with check valves (HCLOHPs/CVs) // J. Engng Appl. Sci. 2010. V. 24, N 2. P. 545–550.
4. **Rittidech S., Pipatpaiboon N., Terdtoon P.** Heat transfer characteristics of a closed loop oscillating heat pipe with check valves // Appl. Energ. 2007. V. 84, N 5. P. 565–577.
5. **Maezawa S., Gi A., Minamisawa K., Akachi H.** Thermal performance of capillary tube thermosyphon // Proc. of the 9th Intern. heat-pipe conf., Albuquerque (New Mexico, USA), 1995. S. 1., 1996. P. 791–795.

Поступила в редакцию 8/V 2011 г.
