

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПОЛНЕНИЯ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЗАКРЫТОМ ДВУХФАЗНОМ ТЕРМОСИФОНЕ

А.П. ВЕРГУН, А.Э. НИ, А.Е. НУРПЕЙИС

Национальный исследовательский Томский политехнический университет

Решена плоская задача вынужденной конвекции и сопряженного теплообмена в закрытом двухфазном термосифоне прямоугольного поперечного сечения. Численное моделирование проводилось для трех вариантов заполнения (10, 25, 50%) жидкостного канала исследуемого теплопередающего устройства. Установлено, что увеличение вертикального слоя теплоносителя приводит к перераспределению энергии, аккумулированной жидкостью и паром, и, соответственно, к изменению теплового режима рассматриваемого теплообменного устройства. Показано, что с ростом коэффициента заполнения уменьшается интенсивность теплопередачи от нижней горизонтальной границы к верхней и, как результат, повышается температура нижней части рассматриваемого теплообменника.

Ключевые слова: двухфазный термосифон, вынужденная конвекция, теплопроводность, математическое моделирование, сопряженный теплообмен.

Введение

Проблемы тепловой защиты энергонасыщенного технологического оборудования возникают во многих отраслях промышленности. Известно [1], что теплопередающие устройства, работающие по замкнутому испарительно-конденсационному контуру (термосифоны), являются предпочтительными при решении многих задач обеспечения теплового режима [1 – 5]. Однако применение таких теплообменников весьма ограничено в связи с отсутствием общей теории процессов тепломассопереноса в системах охлаждения на базе термосифонов (ТС). Недостаточно изучены основные закономерности комплекса взаимосвязанных физических процессов (испарение, кипение, теплопроводность, движение пара, конденсация, течение пленки конденсата и др.), протекающих при работе термосифонных систем. Для решения такого рода сложных задач наиболее перспективным является применение методов математического моделирования процессов тепломассопереноса, основанных на решении систем уравнений переноса массы, импульса и энергии. Обоснованность такого вывода подтверждается, в частности, тем, что в последние годы в зарубежных периодических изданиях публикуются статьи [2–4], в которых предпринимаются попытки моделирования процессов тепломассопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах не с использованием простых балансных соотношений [5], а на базе систем уравнений в частных производных [2–4]. Решение такой задачи авторы [6], например, пытались получить с использованием пакета *ANSYS FLUENT*. Но приведенные в работе [6] результаты и сравнение их с экспериментальными данными по температурам внешней вертикальной поверхности термосифона не дают основания для вывода о том, что этот пакет обеспечивает адекватное моделирование основных термодинамических и, соответственно, гидродинамических характеристик рассматриваемых процессов (отклонения температур, полученных по результатам вычислений [6], от экспериментальных значений достигают в окрестности нижней

крышки термосифона около 15 К). Можно сделать достаточно обоснованный вывод о том, что даже современные версии пакета *ANSYS FLUENT* не обеспечивают адекватное моделирование процессов теплопереноса в термосифонной системе с интенсивными фазовыми превращениями теплоносителя на двух границах. Представляет интерес разработка оригинального кода, позволяющего прогнозировать тепловые режимы систем охлаждения энергонасыщенного технологического оборудования на базе термосифонов.

Постановка задачи и метод решения

На рис. 1 показана область решения – типичный замкнутый двухфазный термосифон прямоугольного поперечного сечения. Корпус теплообменника выполнен из высокотеплопроводного металла (медь). В качестве теплоносителя рассматривалась дистиллированная вода. При постановке задачи предполагалось, что теплоперенос в твердой и жидкой фазах осуществляется в режиме кондукции, а в газовой – конвекции. Пары, образующиеся при испарении теплоносителя, считались вязкой несжимаемой теплопроводной средой. Конвективный перенос тепла в паровом канале ТС рассматривался в рамках приближения Буссинеска. Предполагалось, что теплофизические характеристики элементов рассматриваемой системы не зависят от температуры. Удельная скорость испарения (конденсации) рассчитывалась по формуле Герца – Кнудсена аналогично [7]. Рассматривалось одномерное установившееся течение пленки конденсата вдоль вертикальных стенок [8].

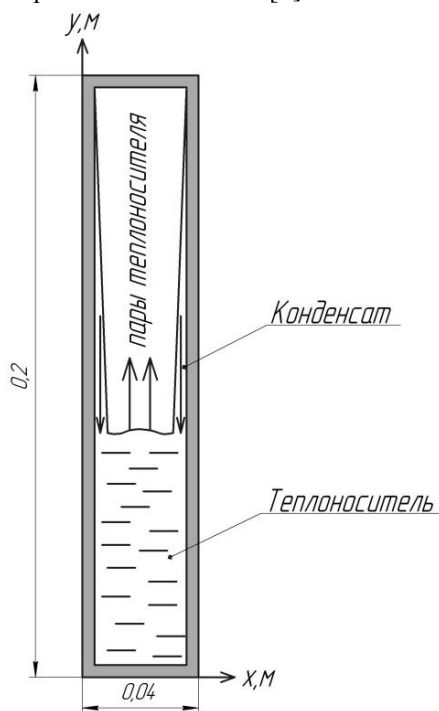


Рис. 1. Область решения

Известно [6], что рабочему режиму термосифона соответствует вынужденная конвекция, обусловленная процессами фазовых превращений (испарение и конденсация) теплоносителя. Уравнения переноса импульса, массы и энергии в преобразованных переменных «вихрь скорости – функция тока» в рамках сформулированной термогидродинамической модели имеют вид [9]:

$$\frac{\partial \Omega}{\partial \tau} + \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \Omega}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \Omega}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re}} \cdot \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial Y^2} \right), \quad (1)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} = -\Omega, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \Theta_1}{\partial \tau} + \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re} \cdot \text{Pr}} \cdot \left(\frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial Y^2} \right), \quad (3)$$

$$\frac{\partial \Theta_2}{\partial Fo_2} = \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial Y^2}, \quad (4)$$

$$\frac{\partial \Theta_3}{\partial Fo_3} = \frac{\partial^2 \Theta_3}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta_3}{\partial Y^2}. \quad (5)$$

Начальные условия для уравнений (1) – (5):

$$\Psi(X, Y, 0) = \Omega(X, Y, 0) = 0,$$

$$\Theta_1(X, Y, 0) = \Theta_2(X, Y, 0) = \Theta_3(X, Y, 0) = 0.$$

Граничные условия для уравнений (1) – (5):

$$\text{на границах } x = 0, x = 0,04, y \leq x \leq 0,2: \quad \frac{\partial \Theta}{\partial X} = 0,$$

$$\text{на границе } y = 0, 0 \leq x \leq 0,04: \quad \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \text{Ki},$$

$$\text{на границе } y = 0,2, 0 \leq x \leq 0,04: \quad \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \text{Vi} \cdot (\Theta - \Theta_e);$$

на поверхностях раздела сред, за исключением границ с фазовыми переходами:

$$\begin{cases} \Theta_i = \Theta_j, \\ \frac{\partial \Theta_i}{\partial n} = \frac{\lambda_j}{\lambda_i} \cdot \frac{\partial \Theta_j}{\partial n}, \end{cases} \text{ где } \begin{cases} i = \overline{1,3} \\ j = \overline{1,3} \end{cases}$$

на границе испарения теплоносителя:

$$\begin{cases} \Theta_2 = \Theta_1, \\ \frac{\partial \Theta_2}{\partial Y} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \cdot \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} - Q_e \cdot W_e \end{cases}$$

на границе конденсации паров:

$$\begin{cases} \Theta_1 = \Theta_2, \\ \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \cdot \frac{\partial \Theta_2}{\partial Y} + Q_c \cdot W_c, \end{cases}$$

Принятые безразмерные обозначения: Fo, Re, Ki, Pr, Vi – соответственно числа Фурье, Рейнольдса, Кирпичева, Прандтля и Био; a – коэффициент температуропроводности, м²/с; Q_e – теплота фазового перехода при испарении; Q_c – теплота фазового перехода при конденсации; W_e – скорость испарения; W_c – скорость конденсации; X, Y – координаты, соответствующие x, y ; λ – коэффициент

теплопроводности, Вт/(м·К); α – коэффициент теплоотдачи с верхней крышки, Вт/(м²·К); τ – время; Θ – температура; Ψ – функция тока; Ω – вихрь скорости.

Принятые размерные обозначения: a – коэффициент температуропроводности, м²/с; q – тепловой поток, подводимый к нижней крышки термосифона, Вт/м²; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); α – коэффициент теплоотдачи с верхней крышки, Вт/(м²·К).

Индексы: 1 – пар; 2 – жидкость; 3 – стенка.

Краевая задача (1)–(5) с соответствующими начальными и граничными условиями решена конечно-разностным методом [10, 11]. Верификация сформулированной модели и метода ее решения проводилась путем решения модельных задач свободной [12], вынужденной [13] и смешанной конвекции [14], опубликованных в авторитетных зарубежных изданиях.

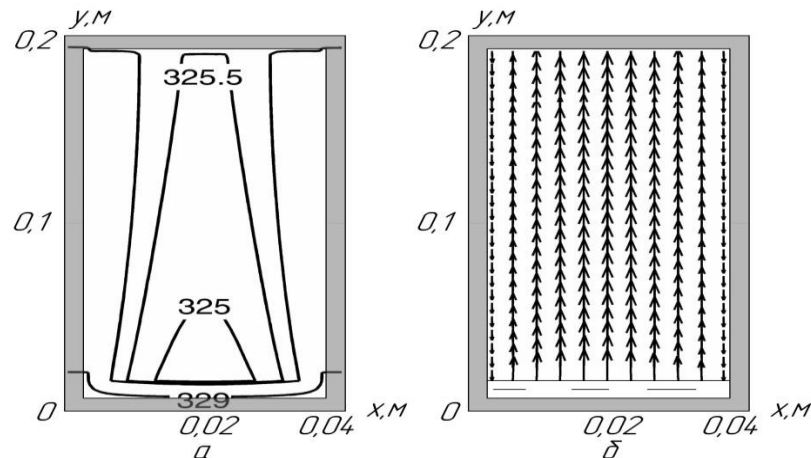
Результаты и обсуждение

Известной проблемой [15] при моделировании процесса тепломассопереноса в двухфазных термосифонах в безразмерных переменных является выбор диапазонов изменения характерных чисел подобия. В условиях вынужденной конвекции основным критерием теплопереноса принято считать число Рейнольдса, которое характеризует, в том числе, и динамику движения пара в рамках рассматриваемой гидродинамической модели. Предполагая, что в установившемся режиме канал термосифона заполнен только паром, а теплоперенос в слое жидкости осуществляется в режиме кондукции, можно записать выражение для расчета числа Рейнольдса следующим образом:

$$Re = \frac{H \cdot w_u}{\nu_n}, \text{ где } w_u = v_n \cdot \rho_n.$$

Здесь H – характерный размер (высота парового канала), м; w_u – удельная массовая скорость испарения, кг/(м²·с); ν_n, v_n, ρ_n – кинематическая вязкость, м²/с, скорость движения, м/с и плотность пара, кг/м³, соответственно.

Численные исследования проведены для термосифона прямоугольного поперечного сечения в ламинарном режиме течения паров теплоносителя. На рис. 2 показаны основные термогидродинамические параметры, характеризующие влияние высоты h слоя теплоносителя на интенсивность теплопереноса. Приведенные ниже иллюстрации представлены в размерных переменных для упрощения процесса анализа полученных результатов численного моделирования.



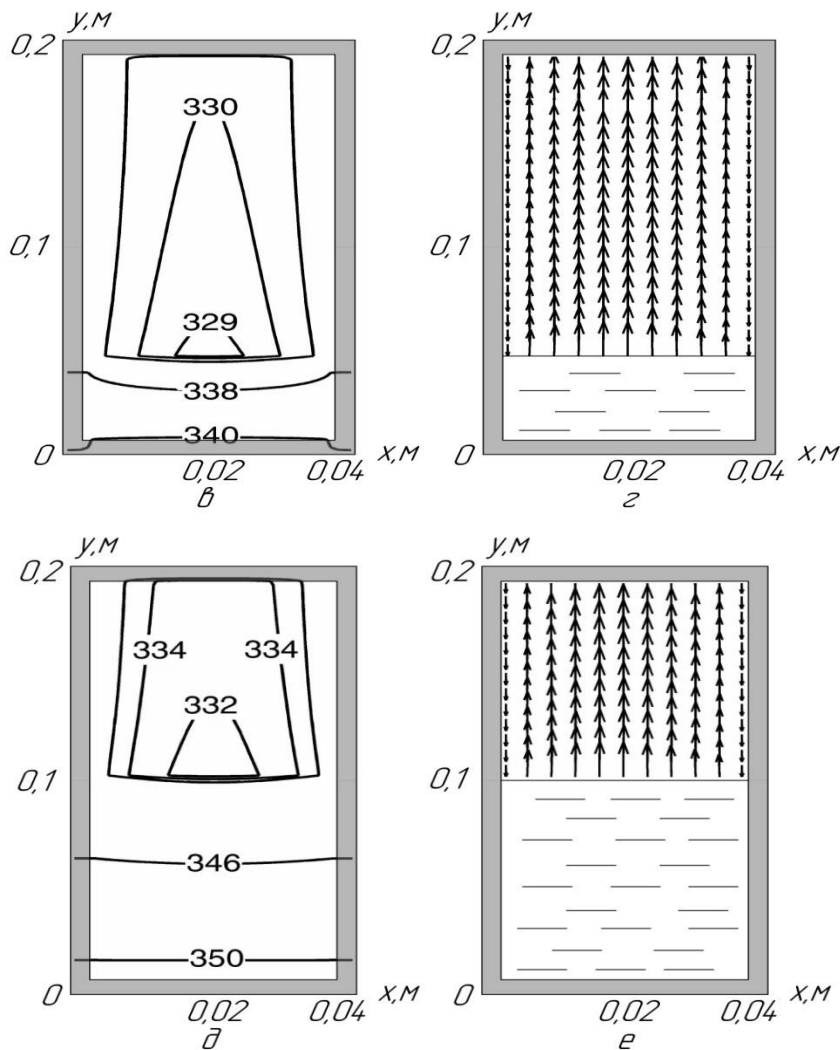


Рис. 2. Поля температур (а, в, д) и скоростей движений пара (б, г, е) при $Re=250$,

$$\alpha=100 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \text{ и } q=5000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

На рис. 2 показаны типичные поля температур (а, в, д) и скоростей движений пара (б, г, е) для трех возможных вариантов заполнения (высоты слоя теплоносителя) термосифона. Установлено, что увеличение толщины слоя теплоносителя не приводит к существенным модификациям изолиний температур в рассматриваемом теплообменнике. Форма изотерм (рис. 2, а, в, д) в паровом канале обусловлена равномерным вертикальным продвижением пара (рис. 2, б, г, е) из области испарения в зону конденсации. Увеличение высоты слоя теплоносителя приводит к росту температуры нижней крышки. С целью анализа влияния этого фактора на рис. 3 показаны зависимости температур на внешней границе вертикальной стенки от координаты y .

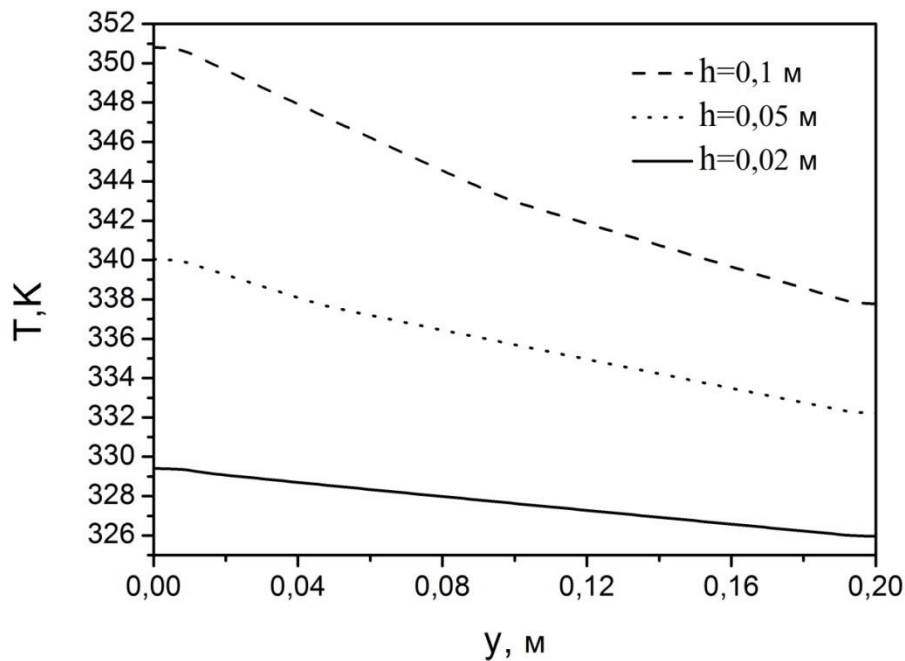


Рис. 3. Распределения температур в сечении $y=0$

На основании анализа приведенных зависимостей (рис. 3) можно сделать вывод, что с увеличением высоты слоя теплоносителя возрастает температура нижней и верхней крышек термосифона. Очевидно, этот эффект вызван влиянием интенсивности испарения на формирование теплового режима рассматриваемого теплообменника. Точки перегиба на приведенных зависимостях $T=f(y)$ (рис. 3) соответствуют границам раздела сред «стенка – жидкость», «жидкость – пар» и «пар – стенка». При $h=0,02$ м перепад температур между нижней и верхней крышками теплообменника у вертикальной стенки составляет около 4 К, что характеризует номинальный режим работы термосифона. Увеличение высоты слоя теплоносителя до $h=0,05$ м приводит к увеличению T у нижней крышки на 10 К, что обусловлено уменьшением интенсивности процесса испарения. Перепад температур в паровом канале при таком значении h составляет около 6 К. Дальнейшее увеличение коэффициента заполнения отражается в росте T у нижней крышки термосифона приблизительно на 11 К. Этот фактор, очевидно, обусловлен тем, что скорость передачи теплоты при движении пара много больше скорости теплопередачи за счет кондукции жидкости. Кроме того, интенсивность испарения определяется температурой границы раздела «жидкость – пар», которая уменьшается с ростом h , что приводит к снижению скорости испарения и, как результат, ухудшается теплоотвод с нижней крышки термосифона. Можно сделать вывод, что с увеличением коэффициента заполнения уменьшается интенсивность теплопередачи от нижней горизонтальной границы к верхней и, соответственно, повышается температура нижней крышки рассматриваемого теплообменника.

Полученные при численном моделировании результаты создают предпосылки для анализа аварийных режимов работы термосифонных систем отвода тепловой

энергии. Дальнейшие исследования режимов работы, рассмотренных в рамках представленного анализа, позволят прогнозировать критические тепловые потоки в зависимости от коэффициента заполнения (высоты слоя теплоносителя), при которых может произойти, с одной стороны, испарение стекающего по вертикальным стенкам конденсата, с другой – полное осушение (испарение теплоносителя) нижней крышки термосифона.

Заключение

Предложен новый подход к моделированию тепловых режимов термосифонных систем, связывающий основные гидродинамические и теплофизические процессы (вынужденная конвекция, теплопроводность, испарение, конденсация и т.д.), протекающие при работе таких теплопередающих устройств. Разработанный оригинальный код может быть применен на стадиях проектирования систем охлаждения энергонасыщенного технологического оборудования на базе термосифонов.

Работа выполнена в рамках НИР Госзадания «Наука» №13.1339.2014/К (шифр Федеральной целевой научно-технической программы 2.1410.2014).

Summary

The plane problem of forced convection and conjugate heat exchange in a two-phase closed thermosiphon of rectangular cross-section was solved. Numerical modeling was conducted for three filling ratio variants (10%, 25%, 50%) of the heat transfer device under study. It was established that filling ratio increasing leads to a redistribution of the energy accumulated by liquid and vapor, and, respectively, to the thermal regime change of the heat exchanger under consideration. It was shown that an increase in filling ratio decreases the heat transfer rate from the bottom horizontal boundary to the upper boundary and, as a result, the temperature of thermosiphon bottom lid rises.

Keywords: two-phase thermosiphon, forced convection, conduction, mathematical modelling, conjugate heat transfer.

Литература

1. Hichem F., Jean Loui J. An experimental and theoretical investigation of the transient behavior of a two-phase closed thermosiphon // Applied Thermal Engineering. 2003. V. 23. P. 1895–1912.
2. Kuznetsov G.V., Al-Ani M.A., Sheremet, M.A. Numerical analysis of convective heat transfer in a closed two-phase thermosiphon // Journal of Engineering Thermophysics. 2011. V. 20. P. 201–210.
3. Jiao B., Qiu L.M., Zhang X.B., Zhang Y. Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosiphon // Applied Thermal Engineering. 2008. V.28. P. 1417–1426
4. Lin Z., Wang S., Shirakashi R, Zhang L. Simulation of a miniature oscillating heat pipe in bottom heating mode using CFD with unsteady modeling // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013. V. 57. P. 642–656.
5. Chen S.J., Reed J. G, Tien C. L. Reflux condensation in a two-phase closed thermosiphon // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1984. V. 27. №9. P. 1587–1594.
6. B. Fadhl, L. C. Wrobel, H. Jouhara CFD modelling of a two-phase closed thermosiphon charged with R134a and R404a // Applied Thermal Engineering. 2015. V.78. P. 482–490.
7. Жданова А.О., Кузнецов Г.В., Стрижак П.А. Численное исследование физико-химических процессов при испарении воды в порах приповерхностного слоя лесного горючего материала // Инженерно-физический журнал. 2014. Т. 87, № 4. С. 751–758.

8. Shabgard H., Xiao B., Faghri A., Gupta R, Weissman W Thermal characteristics of a closed thermosyphon under various filling conditions // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2014. V. 70. P. 91–102.

9. Кузнецов Г.В., Крайнов А.В. Исследование сопряженного теплообмена и гидродинамики при движении вязкой несжимаемой жидкости в каверне прямоугольного типа // Прикладная механика и техническая физика. 2001. Т. 41, № 5. С. 136–142.

10. Кузнецов Г.В., Ни А.Э. Исследование турбулентного теплопереноса в замкнутой прямоугольной области с теплопроводными ограждающими конструкциями в условиях лучистого нагрева внутренних границ//Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2015. №7–8. С. 60–68.

11. Кузнецов Г.В., Нагорнова Т.А., Ни А.Э. Численное моделирование сопряженного теплопереноса в замкнутой прямоугольной области в условиях радиационного подвода теплоты к горизонтальной и вертикальным поверхностям ограждающих конструкций // Инженерно–физический журнал. 2015. № 1. С. 165–174.

12. H.N. Dixit and V Babu, Simulation of high Rayleigh number natural convection in a square cavity using the lattice Boltzmann method // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2006 V. 49. № 3. С. 727–739.

13. Saedi S.M., Khodadadi J.M. Forced convection in a square cavity with inlet and outlet ports // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2006. Vol. 49. С. 1896–1906.

14. Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. Математическое моделирование теплопереноса в условиях смешанной конвекции в прямоугольной области с источником тепла и теплопроводными стенками // Теплофизика и аэромеханика. 2008. № 1. С. 107–120.

15. Безродный М.К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах /М.К. Безродный, И.Л. Пиоро, Т.О. Костюк. Киев: Факт, 2005. 704 с.

Поступила в редакцию

24 февраля 2016 г.

Вергун Анатолий Павлович – д-р физ.-мат. наук, профессор кафедры «Техническая физика» Научно-исследовательского Томского политехнического университета (НИ ТПУ). Тел.: 8(3822)701777 доб.2278. E-mail: marisha@tpu.ru.

Ни Александр Эдуардович – аспирант кафедры «Теоретическая и промышленная теплотехника» Научно-исследовательского Томского политехнического университета (НИ ТПУ). Тел.: 7(952)8802713. E-mail: nee_alexander@mail.ru.

Нурпейис Атлант Едилулы – аспирант кафедры «Теоретическая и промышленная теплотехника» Научно-исследовательского Томского политехнического университета (НИ ТПУ). Тел.: 7(913)8260713. E-mail: nurpeiis_atlant@mail.ru.