

коэффициент неравномерности этого распределения составляет 1,32.

Коэффициент неравномерности распределения энерговыделения по высоте активной зоны составляет 1,26 и 1,28 для вариантов с числом твэлов 90 и двух других вариантов. Во 2-м и 3-м вариантах загрузки требуется существенно меньше диоксида урана с обогащением 20 %, следует при окончательном выборе варианта загрузки рекомендовать последний из них.

Заключение

По результатам расчетных исследований для активной зоны реактора ИВГ.1М с керметным топливом пониженного обогащения установлено, что:

- оптимальные значения доли диоксида урана в матрице твэлов 33,9, 35,6 и 33,8 % соответ-

ственно для тепловыделяющих сборок из 90, 144 и 150 твэлов;

- при оптимальных значениях концентраций UO_2 в матрице твэлов достигается запас реактивности от 17,8 до 20,5 $\beta_{эф}$;
- компенсирующая способность системы из 10-и регулирующих барабанов составит 21,8 (24,6) $\beta_{эф}$ соответственно для варианта сборок из 90 (144 и 150) твэлов; подкритичность реактора составляет $\sim 4 \beta_{эф}$;
- при сохранении тепловой мощности реактора поток тепловых нейтронов в центральном экспериментальном канале уменьшится не более чем на 10 %, а коэффициент неравномерности распределения плотности потока тепловых нейтронов по высоте канала составляет $\sim 1,3$.
- для 3-го варианта загрузки требуется существенно меньше UO_2 с обогащением 20 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Айтхожин Э.С., Аринкин Ф.М., Батырбеков Г.А. и др. Реакторные комплексы ИГР, «Байкал-1», ВВР-К и перспективы развития на их базе фундаментальных и прикладных исследований: Препринт НЯЦ РК-00-12. – Курчатов, 2000. – 75 с.
2. Briesmeister J.F., et al. MCNP – a general Monte-Carlo Code for neutron and photon Transport. – Los Alamos, 1997. – LA-7396M.
3. Федик И.И., Денискин В.П., Пономарев-Степной Н.Н. и др. Новое поколение твэлов на основе микротоплива для ВВЭР // Атомная энергия. – 2004. – № 4. – С. 276–285.

Поступила 20.12.2010 г.

УДК 536.24

РЕЖИМЫ СМЕШАННОЙ КОНВЕКЦИИ В ЗАМКНУТОМ ДВУХФАЗНОМ ТЕРМОСИФОНЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ

Г.В. Кузнецов¹, М.А. Аль-Ани¹, М.А. Шеремет^{1,2}

¹Томский политехнический университет

²Томский государственный университет

E-mail: maathe_a@yahoo.com

Проведен численный анализ тепловых режимов замкнутого двухфазного термосифона цилиндрической формы в условиях смешанной конвекции в предположении бесконечно тонкой зоны испарения и пленки жидкости постоянной толщины. Математическая модель, сформулированная в безразмерных переменных «функция тока – завихренность – температура», реализована численно на основе метода конечных разностей. Получены распределения изолиний функции тока, температуры и поля скорости, характеризующие формирование и развитие термогидродинамических структур в анализируемом объекте.

Ключевые слова:

Замкнутый двухфазный термосифон, смешанная конвекция, сопряженный теплоперенос.

Key words:

Two-phase closed thermosyphon, mixed convection, conjugate heat transfer.

Введение

Замкнутый двухфазный термосифон, представляющий собой вертикально ориентированную бесфитильную тепловую трубу с адиабатической боковой поверхностью, в которой перенос теплоносителя от зоны испарения к зоне конденсации происходит под действием подъемной силы, является простым, но эффективным устройством передачи тепла. В таких теплообменниках рабочая жидкость (например, вода), испаряясь в нижней части

устройства, позволяет переносить большое количество энергии. Пар, образующийся в зоне испарения, вследствие воздействия выталкивающей силы поднимается в центральной части в область конденсации, где и происходит выделение скрытой теплоты фазового перехода. Сконденсированный пар по внутренней боковой поверхности термосифона под действием силы тяжести возвращается в зону испарения. Благодаря своей надежности, экономичности и высокой тепловой эффективно-

сти термосифоны нашли широкое применение в различных отраслях промышленности. Например, для борьбы с обледенением дорог, при охлаждении лопаток турбин, электронных компонентов и т. д. [1–3].

К настоящему времени проведено большое количество исследований, ориентированных на оптимизацию термосифонов [4–9]. Эти работы позволяют выделить два различных подхода к повышению производительности этих теплообменников – использование более эффективной рабочей жидкости и механическая модификация конструкции устройства. Так, например, в [4] представлены результаты аналитической обработки эмпирических данных [5], отражающие условия течения в термосифоне в установившемся режиме. Авторы [4] модифицировали соотношение для коэффициента трения Фаннинга на границе раздела «пленка жидкости – пар». В условиях стабилизированного теплопереноса было выведено выражение для коэффициента теплопередачи на границе раздела «пленка жидкости – пар» [6].

Подробный анализ ядра паровой колонки и поверхностных волн пленки жидкости позволяет оценить возможности по оптимизации тепловой эффективности устройства. В [7] была построена математическая модель парового ядра, а также проведены исследования влияния поверхностных волн пленки жидкости на режимы теплопереноса. Установлено, что численный учёт эффектов поверхностных волн уменьшает погрешность определения коэффициента теплоотдачи от плёнки к пару почти на 50 %. В [8] предложена другая теория оценки влияния волновых эффектов, основанная на использовании среднего коэффициента теплоотдачи без рассмотрения локальных волновых процессов.

Результаты экспериментальных исследований кратковременного прекращения естественной циркуляции в замкнутом термосифоне в результате небольшой поломки U-образного колена ядерного реактора на легкой воде приведены в [8]. Было установлено, что прекращение естественной циркуляции возникает при недостаточном гидростатическом напоре на стороне нисходящего потока. В [9] продемонстрированы возможности замкнутых двухфазных термосифонов, рабочей жидкостью которых является вода. Установлено, что температура рабочей жидкости увеличивается синхронно с повышением подводимой теплоты. Для рассматриваемого теплопоступления было найдено, что температура вдоль паровой колонки изменяется незначительно, примерно на 2...3 °С.

Основным недостатком большинства современных теоретических работ [4–7, 10, 11], посвященных анализу режимов теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах, является применение простых балансовых математических моделей, не позволяющих описать весь спектр теплофизических процессов, протекающих в таких теплообменниках. Достаточно часто встречаются исследо-

вания [3, 7, 12], в которых авторы пренебрегают влиянием теплопроводности в твердой оболочке термосифона, что приводит к получению неадекватных результатов [13].

Целью настоящей работы является численное моделирование смешанной конвекции в замкнутом двухфазном термосифоне на основе двумерных нестационарных дифференциальных уравнений математической физики, а также анализ влияния скорости испарения жидкости на режимы теплопереноса.

Постановка задачи

Основные физические положения анализируемого процесса были описаны ранее в [14]. Особенностью настоящей работы является исследование режимов смешанной конвекции в цилиндрическом термосифоне (рис. 1).

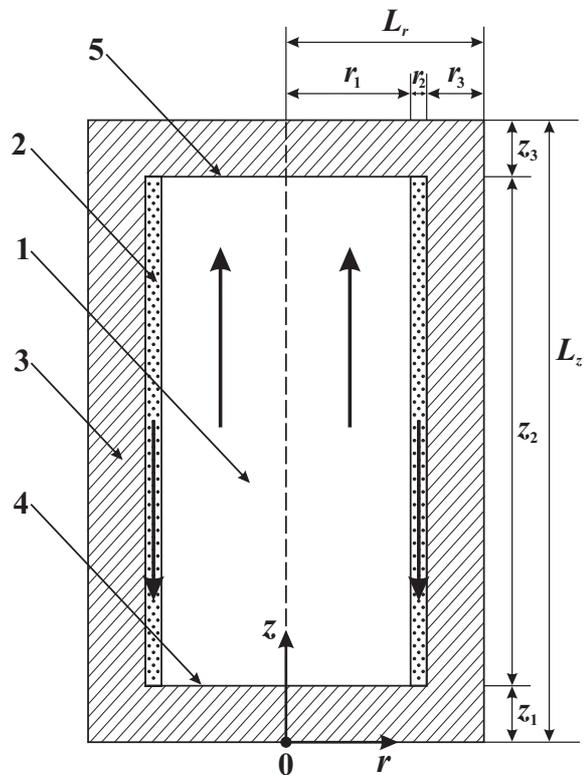


Рис. 1. Схема замкнутого двухфазного термосифона: 1) пар; 2) пленка жидкости; 3) металлический корпус; 4) поверхность испарения; 5) поверхность конденсации. Вертикальными стрелками показаны направления движения пара и жидкости

Математическая постановка задачи смешанной конвекции в безразмерных переменных «функция тока – завихренность – температура» имеет следующий вид:

- в паровом канале:

$$\frac{\partial \Omega_1}{\partial \tau} + \frac{\partial (U_1 \Omega_1)}{\partial R} + \frac{\partial (V_1 \Omega_1)}{\partial Z} = \frac{1}{\text{Re}_1} \left(\nabla^2 \Omega - \frac{\Omega_1}{R^2} \right) + \frac{\text{Gr}_1}{\text{Re}_1^2} \frac{\partial \Theta_1}{\partial R}, \quad (1)$$

$$\nabla^2 \Psi_1 - \frac{2}{R} \frac{\partial \Psi_1}{\partial R} = -R \Omega_1, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \Theta_1}{\partial \tau} + \frac{\partial (U_1 \Theta_1)}{\partial R} + \frac{\partial (V_1 \Theta_1)}{\partial Z} = \frac{1}{\text{Re}_1 \cdot \text{Pr}_1} \nabla^2 \Theta_1 - \frac{U_1 \Theta_1}{R}, \quad (3)$$

- для пленки жидкости были использованы аналитические соотношения, описывающие скорость и функцию тока [14]:

$$V_2 = z_2^2 \frac{\varphi - \rho g z}{4\mu_2} \left(\frac{r_1 + r_2}{z_2} - R \right)^2 + C_1 \ln \left(\frac{r_1 + r_2}{z_2} - R \right) + C_2, \quad (4)$$

$$\Psi_2 = \int_{r_1/z_2}^{(r_1+r_2)/z_2} V_2 dR,$$

$$\frac{\partial \Theta_2}{\partial \tau} = \frac{1}{\text{Re}_2 \cdot \text{Pr}_2} \nabla^2 \Theta_2. \quad (5)$$

Уравнение теплопроводности для стенки термосифона:

$$\frac{\partial \Theta_3}{\partial \text{Fo}} = \nabla^2 \Theta_3. \quad (6)$$

Здесь r, z – координаты цилиндрической системы координат; z_2 – высота паровой колонки (рис. 1); z_1 – толщина нижней стенки термосифона (рис. 1); z_3 – толщина верхней стенки термосифона (рис. 1); $R=r/z_2, Z=z/z_2$ – безразмерные координаты, соответствующие координатам r, z ; U, V – безразмерные компоненты вектора скорости в проекциях на оси R и Z , соответственно; $\text{Ra}_1 = g \beta_1 \Delta T z_2^3 / \nu_1 a_1$ – число Рэлея; ν – коэффициент кинематической вязкости; a – коэффициент температуропроводности; $\text{Re}_1 = v_{\text{исп}} z_2 / \nu_1$ – число Рейнольдса; $v_{\text{исп}}$ – размерная скорость испарения жидкости; $\text{Pr} = \nu / a$ – число

Прандтля; $\nabla^2 = \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2}{\partial Z^2}$ – безразмер-

ный оператор Лапласа; $\text{Fo} = \frac{a_3 t_0}{z_2^2}$ – число Фурье

материала стенки термосифона, φ – градиент давления. Индексы 1, 2, 3 соответствуют областям на рис. 1. Постоянные C_1, C_2 определяются из граничных условий.

Число Нуссельта, отражающее интенсивность теплообмена на границе «газ – стенка» в паровом

канале, вычисляется по формуле: $\text{Nu} = \int_0^{r_1/z_2} \left| \frac{\partial \Theta}{\partial Z} \right| dR.$

Для системы безразмерных дифференциальных уравнений в частных производных (1)–(6) имеют место:

- Начальные условия
 $\Psi(X, Y, 0) = \Omega(X, Y, 0) = \Theta(X, Y, 0) = 0.$
- Граничные условия
 – на оси $R=0$ реализуются условия симметрии вида [14]

$$\frac{\partial \Theta}{\partial R} = \Omega = \Psi = 0;$$

- на границе раздела «пар – пленка жидкости» $R_1 = r_1 / Z_2$

$$\frac{\partial \Theta_1}{\partial R} = \lambda_{2,1} \frac{\partial \Theta_2}{\partial R}, \quad \Theta_1 = \Theta_2;$$

- на границе раздела «жидкость – металл» $R_2 = \frac{r_1 + r_2}{Z_2}$

$$\frac{\partial \Theta_2}{\partial R} = \lambda_{3,2} \frac{\partial \Theta_3}{\partial R}, \quad \Theta_2 = \Theta_3, \quad \frac{\partial \Psi}{\partial R} = \Psi = 0;$$

- на боковой поверхности термосифона $R=L_r/z_2$ для уравнения энергии заданы условия теплоизоляции $\partial \Theta / \partial R = 0$;

- на границе $Z=0$ поддерживается постоянная температура внешней среды $\Theta = \text{const} = 1$;

- внутренняя граница $Z=z_1/z_2$ является зоной испарения

$$\frac{\partial \Theta_1}{\partial R} = \lambda_{3,1} \frac{\partial \Theta_3}{\partial R} + Q_{\text{исп}} W_{\text{исп}}, \quad \Theta_1 = \Theta_3;$$

- внутренняя граница $Z=(z_1+z_2)/z_2$ является зоной конденсации

$$\frac{\partial \Theta_1}{\partial R} = \lambda_{3,1} \frac{\partial \Theta_3}{\partial R} - Q_{\text{кон}} W_{\text{кон}}, \quad \Theta_1 = \Theta_3;$$

- на границе $Z=L_r/z_2$ моделируется конвективный теплообмен с внешней средой

$$\frac{\partial \Theta}{\partial Z} = \text{Bi}(\Theta_e - \Theta),$$

где $\lambda_{2,1} = \lambda_2 / \lambda_1$ – относительный коэффициент теплопроводности; $Q_{\text{исп}}, Q_{\text{кон}}$ и $W_{\text{исп}}, W_{\text{кон}}$ – безразмерные теплоты и скорости испарения и конденсации; $\text{Bi} = \alpha z_2 / \lambda_3$ – число Био; Θ_e – безразмерная температура окружающей среды.

Сформулированная краевая задача с соответствующими начальными и граничными условиями решена методом конечных разностей [14–18]. Метод решения и тестовые задачи подробно изложены в [14].

Анализ полученных результатов

Численные исследования проводились для термосифона в форме цилиндра со стальными стенками, в качестве рабочей жидкости рассматривалась вода. Были выбраны типичные геометрические характеристики термосифона: высота – 10 см, диаметр парового канала – 25 мм, толщина пленки жидкости – 1 мм, толщина стенок – 2,5 мм. Численные исследования проведены при следующих значениях безразмерных параметров: $\text{Re} = 185, 00; 231, 25; 277, 50, \text{Ra} = 10^4; 10^5; 10^6, \Theta_e = 0.$

Оценивая влияние числа Рэлея, рис. 2–4, можно отметить, что рост Ra отражает увеличение интенсивности теплообмена при постоянном значении объема сконденсированного пара. При $\text{Ra} = 10^4$ наблюдается конденсация всего пара. С увеличением температурного напора в 10 (рис. 3) и 100 (рис. 4) раз возрастают объемы испарившейся жидкости при постоянном значении объема сконденсированного пара, что приводит к образованию циркуля-

ционных течений в паровой колонке. Наличие изотерм повышенной температуры в зоне конденсации (рис. 2–4) обусловлено выделением скрытой теплоты фазового перехода «пар – жидкость».

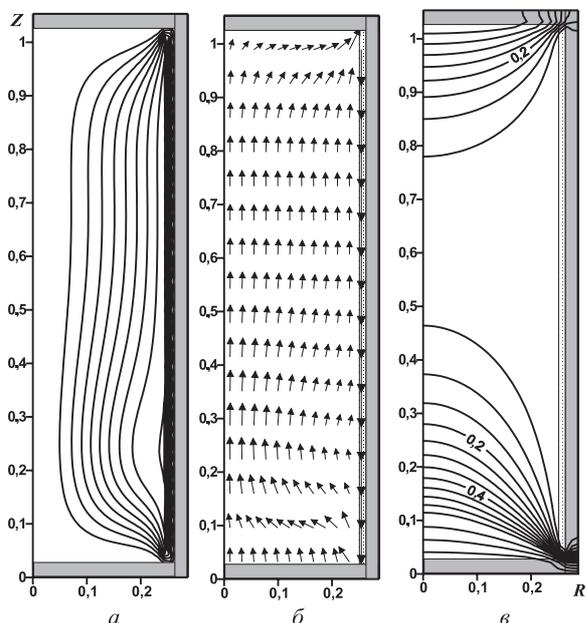


Рис. 2. Линии тока (а), поля скорости (б) и температуры (в) при $W_{исп}=1, Ra=10^4$

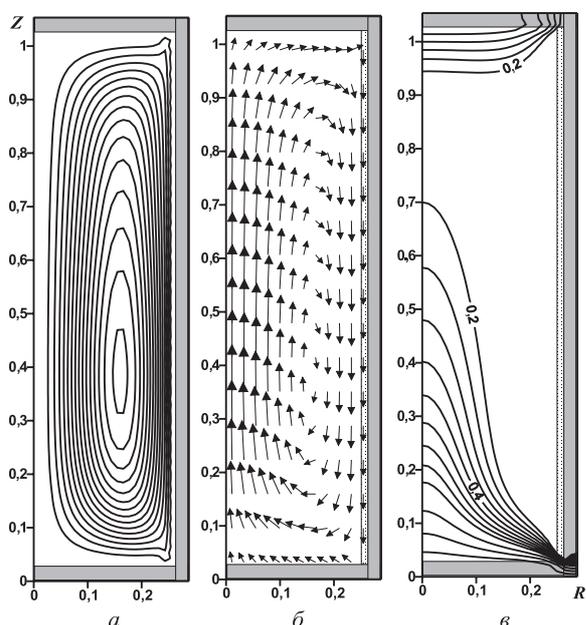


Рис. 3. Линии тока (а), поля скорости (б) и температуры (в) при $W_{исп}=1, Ra=10^6$

На рис. 5–7 представлены профили температуры вдоль оси симметрии термосифона $R=0$ (рис. 5, 7) и в сечении $Z=1,04$ (рис. 6) при различных значениях скорости испарения (рис. 5, 6) и числа Рэ-ля (рис. 7).

Рис. 5 показывает влияние скорости испарения на профили температуры в термосифоне в сечении $R=0$. Видно, что повышение значения скорости ис-

парения приведет к снижению значения температуры в зоне испарения и повышению значения температуры в зоне конденсации.

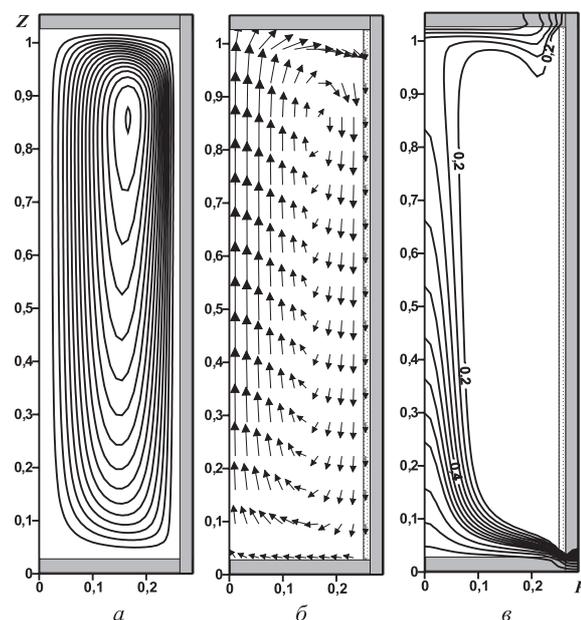


Рис. 4. Линии тока (а), поля скорости (б) и температуры (в) при $W_{исп}=1, Ra=10^6$

На рис. 6 изображены профили температуры в сечении $Z=1,04$ на верхней крышке термосифона.

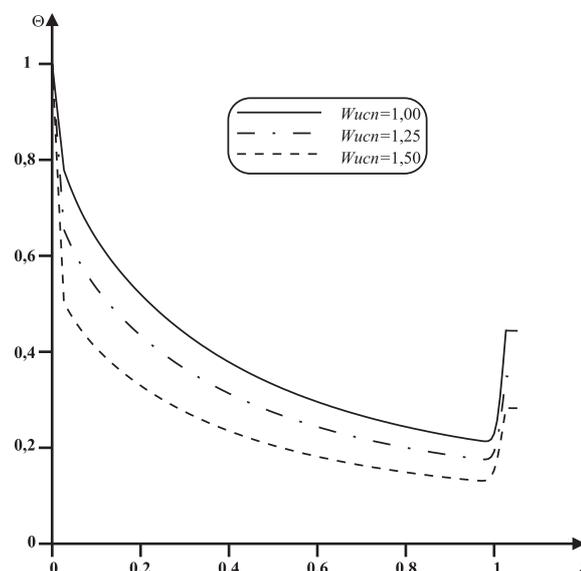


Рис. 5. Профили температуры в сечении $R=0, Ra=10^6$

Сравнение профилей температуры вдоль оси симметрии $R=0$ в режимах естественной [14] и смешанной конвекции представлено на рис. 8. При скорости испарения $W_{исп}=1$ температура в паровом канале в режиме смешанной конвекции значительно выше, чем в случае естественной конвекции. Полученные результаты показывают возможность оптимизации тепловых режимов замкнутых двухфазных термосифонов за счет выбора соответствующей рабочей жидкости.

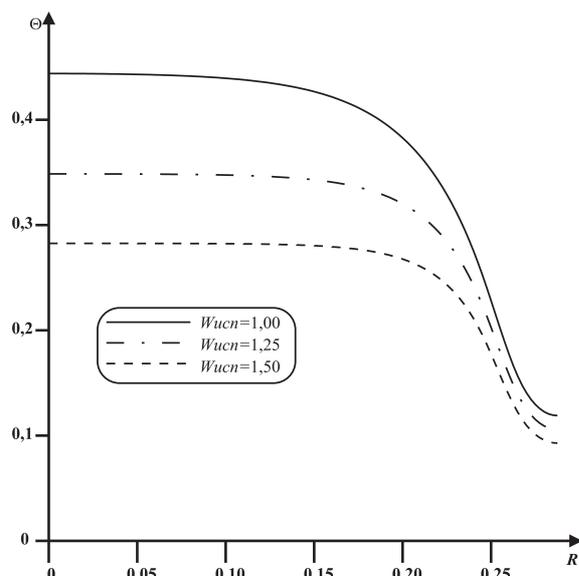


Рис. 6. Профили температуры в сечении $Z=1,04$, $Ra=10^5$

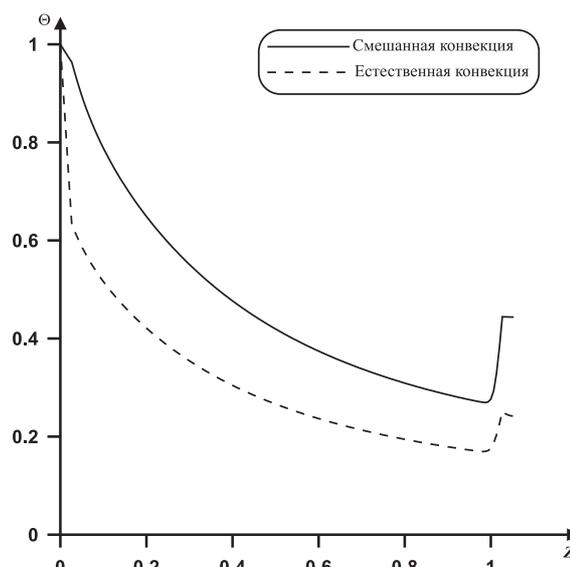


Рис. 8. Профили температуры в сечении $R=0$

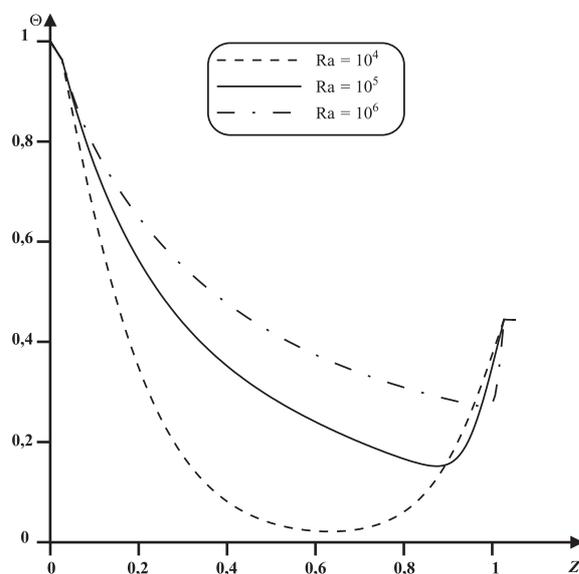


Рис. 7. Профили температуры в сечении $R=0$, $W_{исп}=1$

Выводы

Численно решена нестационарная задача ламинарной смешанной конвекции в замкнутом двухфазном термосифоне с теплопроводными стенками при наличии пленки жидкости постоянной толщины. Дифференциальные уравнения математической физики, описывающие режимы конвективного теплопереноса в паровом канале, сформулированы на основе законов сохранения массы, импульса и энергии в безразмерных переменных «функция тока – завихренность». Представлены распределения изолиний функции тока и температуры, а также поля скорости, отражающие влияние температурного напора и скорости испарения на режимы течения и теплопереноса.

Работа выполнена при финансовой поддержке ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 гг. (ГК № П2225).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. – Киев: Факт, 2005. – 704 с.
2. Фролов В.П., Шелгинский А.Я. Тепловые трубы в системах теплоснабжения // Энергосбережение. – 2004. – № 6. – С. 58–62.
3. Tsai T.E., Wu H.H., Chang C.C., Chen S.L. Two-phase closed thermosyphon vapor-chamber system for electronic cooling // International Communications in Heat and Mass Transfer. – 2010. – V. 37. – № 5. – P. 484–489.
4. Chen S.J., Reed J.G., Tien C.L. Reflux condensation in a two-phase closed thermosyphon // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1984. – V. 27. – № 9. – P. 1587–1594.
5. Blangetti F., Nanshki M.K. Influence of mass transfer on the momentum transfer in condensation and evaporation phenomena // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1980. – V. 23. – № 12. – P. 1694–1695.
6. Niro A., Beretta G.P. An analytical model for the design of wickless heat-pipe heat exchangers // ASME HTD, Heat pipes and thermosyphons. – 1992. – № 221. – P. 61–68.
7. Den Braven K.R. Two-phase heat transfer in thermosyphon evacuated-tube solar collectors // Transactions of the ASME, Journal of Solar Energy Engineering. – 1989. – V. 111. – № 4. – P. 292–297.
8. Hsu J.T., Ishii M., Hibiki T. Experimental study on two-phase natural circulation and flow termination in a loop // Nucl. Eng. Design. – 1998. – № 186. – P. 395–409.
9. Ohashi K., Hayakawa H., Yamada M. Preliminary study on the application of the heat pipe to the passive decay heat removal system of the modular HTR // Prog. Nucl. Energy. – 1998. – V. 32. – № 3/4. – P. 587–594.
10. Farsi H., Joly J.L., Miscovic M., Platel V., Mazet N. An experimental and theoretical investigation of the transient behavior of a two phase closed thermosyphon // Applied Thermal Engineering. – 2003. – № 23. – P. 1895–1912.

11. Hussein H.M.S. Transient investigation of a two phase closed thermosyphon flat plate solar water heater // *Energy Conversion and Management*. – 2002. – № 43. – P. 2479–2492.
12. Desrayaud G., Fichera A., Marcoux M. Numerical investigation of natural circulation in a 2D-annular closed loop thermosyphon // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. – 2006. – V. 27. – № 1. – P. 154–166.
13. Liaqat A., Baytas A.C. Numerical comparison of conjugate and non-conjugate natural convection for internally heated semi-circular poles // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. – 2001. – V. 22. – № 12. – P. 650–656.
14. Кузнецов Г.В., Аль-Ани М.А., Шермет М.А. Численный анализ влияния температурного перепада на режимы переноса энергии в замкнутом двухфазном цилиндрическом термосифоне // *Известия Томского политехнического университета*. – 2010. – Т. 317. – № 4. – С. 13–19.
15. Kuznetsov G.V., Sitnikov A.E. Numerical analysis of basic regularities of heat and mass transfer in a high-temperature heat pipe // *High temperature*. – 2002. – V. 40. – № 6. – P. 898–904.
16. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. – М.: Мир, 1980. – 616 с.
17. Самарский А.А. Теория разностных схем. – М.: Наука, 1977. – 656 с.
18. Пасконов В.М., Полежаев В.И., Чудов Л.А. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена. – М.: Наука, 1984. – 288 с.

Поступила 02.02.2011 г.

УДК 53.082.2:550.3

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ КОНВЕКТИВНОГО ДАТЧИКА ПРИ ДЕЙСТВИИ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛЫ

И.А. Бабушкин, В.А. Демин, Д.В. Пепеляев

Пермский государственный университет
E-mail: demin@psu.ru

Проведено численное моделирование отклика конвективного датчика инерционных ускорений на действие центробежной силы. Описано основное течение в виде пульсирующего конвективного факела и его кризис при определенной частоте вращения. Показано, что непрерывное изменение величины центробежной силы дает возможность постепенно наклонять конвективный факел в плоскости широких граней полости. С помощью воздействия центробежной силы выяснено оптимальное расположение термопар в рабочей камере датчика с учетом наличия осложняющих факторов, связанных с неизбежным несовершенством экспериментальной установки.

Ключевые слова:

Тепловая конвекция, ячейка Хеле–Шоу, центробежная сила, конвективный факел, численное моделирование.

Key words:

Thermal convection, Hele–Shaw cell, centrifugal force, convective tail, numerical modeling.

Введение

Вращение в большинстве случаев значительно усложняет поведение конвективных систем [1–3]. Даже самое простое вращательное движение с постоянной угловой скоростью отражается на течении вследствие добавления к действующим массовым силам дополнительных сил инерции. Действие этих сил (кориолисовой и центробежной) приводит к тому, что даже в типичных условиях тепловая конвекция по причине присущих ей объемных неоднородностей полей скорости и температуры имеет, как правило, трехмерный характер. Если конвективная система находится вблизи или на оси вращения, и величина угловой скорости невелика, то центробежной силой чаще всего можно пренебречь в силу ее малости по сравнению с силой Кориолиса [4]. Однако бывает так, что центробежная сила является неотъемлемым дополнительным фактором, влияющим на конвекцию, или ее действие технологически оказывается востребованным. Например, когда некоторый процесс для своей реализации требует постепенного монотон-

ного изменения подъемной силы в условиях фиксированного нагрева. Такая необходимость возникает при калибровке приборов, рабочим телом которых является неоднородно нагретая жидкость [5, 6].

Активное управление величиной результирующей подъемной силы можно организовать за счет постепенного «включения» центробежной силы. В [6, 7] представлены результаты экспериментов и проведено теоретическое обоснование идеи создания датчика на основе ячейки Хеле–Шоу, позволяющего регистрировать ограниченные по времени вибрационные сигналы и восстанавливать их исходные характеристики. В экспериментах особое внимание уделялось тестированию прибора на возможность возникновения различных нежелательных режимов конвекции, влияющих на показания. В частности, исследования выявили наличие дополнительных функциональных возможностей, позволяющих датчику регистрировать продолжительные по времени монотонные инерционные воздействия. Для определения новых возмож-