

УДК 532.5:536

Численное исследование влияния формы радиатора на теплообмен в системе, содержащей парафин*

Н.С. Бондарева, М.А. Шеремет

Томский государственный университет, Томск;
e-mail: bondarevans@mail.tsu.ru

Поступила в редакцию 11.01.2018

На сегодняшний день актуальность задач тепломассопереноса в материалах с фазовыми переходами тесно связана с использованием таких материалов в системах температурного контроля и хранения энергии. Высокая производительность электронных устройств требует создания систем охлаждения с высокой теплорассеивающей способностью. Для поддержания рабочих температур в современной радиоэлектронной аппаратуре используются радиаторы, частично или полностью погруженные в парафин. Парафины имеют высокую скрытую энергию плавления и температуры фазового перехода, близкие к рабочим температурам процессоров. Процесс теплопереноса при плавлении сопровождается возникновением естественных конвективных токов в расплаве и усложняется взаимодействием циркуляционных течений с движущейся границей и сложной формой ребристого профиля. Экспериментальным путем сложно оценить вклад сил плавучести и отследить движение межфазной границы, в то время как численное моделирование процесса позволяет получить более детальную картину тепловых процессов, происходящих в системе. В настоящей работе проведено двумерное численное исследование системы теплоотведения на основе энергии фазовых превращений, усиленной медным радиатором с прямоугольным оребрением. Математическая модель нестационарного процесса тепломассопереноса сформулирована в преобразованных переменных «функция тока–завихренность–температура». Скрытая теплота плавления учтена в уравнении энергии путем введения сглаживающей функции. Такой подход позволил решать одно уравнение энергии во всей области, не выделяя межфазную границу. Полученные дифференциальные уравнения решены методом конечных разностей. В результате вычислений получены и проанализированы термогидродинамические характеристики исследуемого процесса на разных стадиях плавления в зависимости от частоты расположения ребер. Получены тепловые картины процесса в различные моменты времени, которые отражают движение фазовой границы, образование и расширение подъемно-опускных конвективных течений. Проанализировано изменение среднего числа Нуссельта на поверхности профиля в зависимости от количества ребер, а также влияние основных факторов, таких как интенсивность течения и скорость плавления, на коэффициент теплоотдачи. Проведена оценка влияния расположения ребер на формирование температурных факелов. Было показано, что естественная конвекция и ее взаимодействие с радиатором играют большую роль в процессе плавления и значительно влияют на интенсивность теплоотведения.

Ключевые слова: плавление, естественная конвекция, радиатор, парафин.

Введение

Одной из важнейших задач современной электронной техники и радиоаппаратуры является отведение и рассеивание тепла. Современные вычислительные устройства выделяют

большое количество энергии, при этом новые модели обладают более компактными размерами, в связи с чем увеличивается плотность теплового выделения. Поэтому к современным системам теплоотведения предъявляются такие требования как малый размер и высокая теплорассеивающая способность. Очень часто используются пассивные системы охлаждения – радиаторы различных форм и размеров, изготов-

* Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (соглашение № 17–79–20141).

ленные из алюминия или меди. Изготовленные из материалов с высокой теплопроводностью радиаторы позволяют быстро отводить энергию от элементов и более равномерно распределять ее. Для усиления теплоотдачи в окружающую среду можно варьировать форму профиля добавлением ребер и выемок, тем самым увеличивая площадь поверхности контакта с окружающей средой [1–5]. Так, например, использование радиаторов с микроканалами [6–8] позволяет применять жидкости для более интенсивного отведения энергии. Однако такой подход предполагает интенсивную циркуляцию воздуха или охлаждающей жидкости и требует введения активных элементов, например использование различных вентиляторов и насосов.

Известно, что на плавление требуется большое количество энергии, поэтому еще одним эффективным способом пассивного охлаждения является использование материалов с фазовыми переходами. Температура плавления парафина близка к рабочим температурам большинства элементов электронной техники и, как правило, лежит в диапазоне от 20 до 70 °С. При превышении температуры плавления на поверхности контакта начинается интенсивный режим поглощения энергии, который продолжается до тех пор, пока не расплавится весь материал либо температура не упадет ниже температуры плавления парафина [9–12]. Такой режим позволяет защитить элементы от перегрева и продлить их срок службы. Парафин обладает более высокой теплопроводностью, чем воздух, но для передачи энергии от источника к парафину оптимально использовать высокотеплопроводный радиатор [13, 14]. Так, в работе [14] проведено экспериментальное исследование охлаждения малогабаритного электронного устройства с помощью радиатора, заполненного парафином. Было показано, что наличие ребер на поверхности подложки повышает скорость теплопередачи и способствует более интенсивному охлаждению.

Сложное взаимодействие конвективных течений, возникающих в расплаве, с процессом плавления, а также влияние формы объема, занятого плавящимся материалом, требуют детального численного анализа для понимания физики процесса [15–17]. Экспериментальное и численное исследование теплопереноса внутри системы, состоящей из закрытого алюминиевого радиа-

тора, заполненного парафином и покрытого ребристыми вставками снаружи для интенсивного обмена с окружающей средой, проведено в [18]. Однако вычислительная модель в данной работе была построена на основе уравнения теплопроводности, и конвективная составляющая теплопереноса не учитывалась. Было показано, что использование материалов с фазовым переходом имеет смысл только при высокой скрытой теплоте плавления.

В настоящей работе проведен численный анализ влияния частоты расположения прямоугольных ребер на поверхности медного радиатора на режимы конвективного плавления парафина внутри замкнутой прямоугольной области, нагреваемой от источника постоянного объемного тепловыделения прямоугольной формы, расположенного в нижней части области (рис. 1).

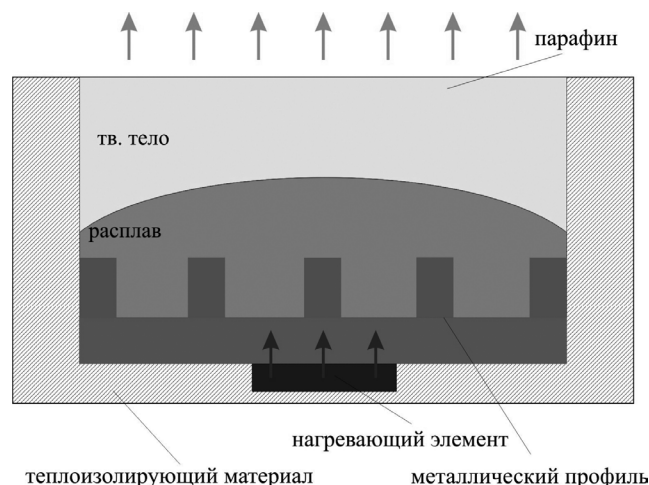


Рис. 1. Рассматриваемая область

Физическая и математическая постановка задачи

Расчетная область содержит источник постоянного объемного тепловыделения и зону, заполненную парафином, на нижней стенке которой расположен медный профиль с прямоугольными ребрами. В начальный момент времени температура во всей области была одинаковой и ниже температуры плавления парафина. Расплав считается ньютоновской жидкостью, а течение – ламинарным. Расширение парафина при фазовом переходе считается пренебрежимо малым. Для описания влияния сил плавучести используется приближение Буссинеска.

Сопряженная задача ламинарной естественной конвекции в материалах с изменяемым фазовым состоянием описывается системой дифференциальных уравнений Навье–Стокса в естественных переменных (1)–(5) с учетом энергии, затрачиваемой на плавление [19]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \quad (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_m), \quad (3)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} + u \frac{\partial h}{\partial x} + v \frac{\partial h}{\partial y} = \lambda_l \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right). \quad (4)$$

В твердом парафине записывается уравнение теплопроводности:

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \lambda_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right). \quad (5)$$

Здесь x, y – декартовы координаты; t – время; g – ускорение свободного падения; ν – кинематический коэффициент вязкости; β – коэффициент температурного расширения расплавленного материала; ρ – плотность; u, v – горизонтальная и вертикальная компоненты вектора скорости; p – давление; T – температура; T_m – температура плавления; h – энтальпия, λ_s и λ_l – коэффициенты теплопроводности твердого и расплавленного парафина соответственно.

Уравнения энергии для парафина в твердой и жидкой фазах записаны в энтальпийной формулировке. На границе раздела двух фаз справедливо условие Стефана:

$$\left[\lambda \frac{\partial T}{\partial \bar{n}} \right] = -L_m V_n,$$

где $\bar{n}$ – нормаль к поверхности фазового перехода; V_n – скорость движения межфазной границы по нормали к поверхности; L_m – энергия фазового перехода.

В энтальпийной формулировке скрытая энергия плавления учитывается в определении энтальпии [20]: внутренняя энергия парафина линейно зависит от температуры, но при переходе

через межфазную границу меняется скачкообразно на величину $\rho_l L_m$ скрытой энергии плавления:

$$h = \begin{cases} \rho_s c_s T, & T < T_m, \\ \rho_s c_s T_m + \rho_l L_m + \rho_l c_l (T - T_m), & T \geq T_m. \end{cases}$$

Здесь c_s и c_l – теплоемкости для твердой и жидкой фазы; ρ_s и ρ_l – плотности твердого и жидкого парафина соответственно.

Внутри радиатора и источника энергии также решается уравнение теплопроводности с учетом выделяемого тепла [21]:

$$\rho_1 c_1 \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_1 \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right), \quad (6)$$

$$\rho_2 c_2 \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_2 \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + Q. \quad (7)$$

Для парафина записаны два уравнения энергии в твердой и жидкой фазах (4) и (5). Для перехода к единому уравнению энергии была введена сглаживающая функция ϕ и вспомогательные функции $\zeta(\phi)$ и $\xi(\phi)$:

$$\phi = \begin{cases} 0, & T < T_m - \eta \\ \frac{T - (T_m - \eta)}{2\eta}, & T_m - \eta \leq T \leq T_m + \eta \\ 1, & T > T_m + \eta \end{cases}$$

$$\zeta(\phi) = \frac{\rho_s c_s}{\rho_l c_l} + \phi \left(1 - \frac{\rho_s c_s}{\rho_l c_l} \right),$$

$$\xi(\phi) = \frac{\lambda_s}{\lambda_l} + \phi \left(1 - \frac{\lambda_s}{\lambda_l} \right).$$

Параметр η определяет толщину сглаживаемого фронта плавления в уравнении энергии. В данной работе $\eta = 5 \cdot 10^{-3}$.

Переход к преобразованным переменным «функция тока – завихренность» осуществлялся с учетом следующих соотношений:

$$u = \frac{\partial \Psi}{\partial y}, \quad v = -\frac{\partial \Psi}{\partial x} \quad \text{и} \quad \omega = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y}.$$

Система дифференциальных уравнений решалась в безразмерных переменных:

$$\begin{aligned} X &= x/H, \quad Y = y/H, \quad U = u/\sqrt{g\beta\Delta TH}, \\ V &= v/\sqrt{g\beta\Delta TH}, \quad \tau = t\sqrt{g\beta\Delta T/H}, \\ \Theta &= (T - T_m)/\Delta T, \quad \Psi = \psi/\sqrt{g\beta\Delta TH^3}, \\ \Omega &= \omega L/\sqrt{g\beta\Delta TH}, \end{aligned}$$

где H – высота полости.

Безразмерные уравнения принимают вид:

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} = -\Omega, \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Omega}{\partial \tau} + \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \Omega}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \Omega}{\partial Y} = \\ = \sqrt{\frac{\text{Pr}}{\text{Ra}}} \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial Y^2} \right) + \frac{\partial \Theta}{\partial X}, \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \zeta(\varphi) \left[\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} + \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \Theta}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \Theta}{\partial Y} \right] + \\ + \text{Ste} \cdot \left[\frac{\partial \varphi}{\partial \tau} + \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \varphi}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \varphi}{\partial Y} \right] = \\ = \frac{\xi(\varphi)}{\sqrt{\text{Ra} \cdot \text{Pr}}} \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Y^2} \right). \end{aligned} \quad (10)$$

Уравнения гидродинамики решались только в области расплава, местоположение движущейся границы фазового перехода определялось положением нулевой изотермы $\Theta = 0$, принимая во внимание выбранное обезразмеривание для температуры. Уравнение энергии было определено для всей области, заполненной парафином. Изменение внутренней энергии, а также теплофизических характеристик при переходе парафина из одной фазы в другую описывалось с помощью сглаживающей функции φ и вспомогательных функций $\zeta(\varphi)$ и $\xi(\varphi)$. Следует отметить, что подробное описание рассматриваемого подхода представлено в [22, 23].

Уравнения теплопроводности внутри источника и медного профиля в безразмерных переменных принимают вид:

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = \frac{a_2/a_0}{\sqrt{\text{Ra} \cdot \text{Pr}}} (\nabla^2 \Theta + \text{Os}), \quad (11)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = \frac{a_1/a_0}{\sqrt{\text{Ra} \cdot \text{Pr}}} \nabla^2 \Theta. \quad (12)$$

Здесь X, Y – безразмерные декартовы координаты, соответствующие x и y ; U, V – безразмерные компоненты вектора скорости; τ – безразмерный параметр времени; Θ – безразмерная температура; Ψ – безразмерная функция тока; Ω – безразмерная завихренность; $\text{Os} = QH^2/(\lambda_2 \Delta T)$ – число Остроградского; $\text{Pr} = \nu \rho_i c_i / \lambda_i$ – число Прандтля; $\text{Ra} = g\beta \Delta T H^3 / (\nu a_i)$ – число Рэлея; $\text{Ste} = L_m / (c_i \Delta T)$ – число Стефана.

Сформулированные дифференциальные уравнения (8)–(12) были дополнены следующими граничными условиями:

- на границе раздела материала и медной пластины:

$$\frac{\partial \Theta_0}{\partial Y} = \frac{\lambda_1}{\lambda_0} \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y};$$

- на границе раздела медной и кремниевой пластин:

$$\frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \frac{\partial \Theta_2}{\partial Y};$$

- на верхней стенке реализуется условие теплообмена с окружающей средой:

$$\frac{\partial \Theta}{\partial Y} = -\text{Bi}(\Theta - \Theta_0),$$

где $\text{Bi} = \alpha H / \lambda$ – число Био;

- остальные границы считаются адиабатическими:

$$\frac{\partial \Theta}{\partial n} = 0.$$

В начальный момент времени температура во всей области была равна температуре окружающей среды $\Theta = \Theta_0$.

На всех твердых границах выполняются следующие гидродинамические условия:

$$\Psi = 0, \quad \Omega = -\nabla^2 \Psi.$$

Система уравнений (8)–(12) с начальными и граничными условиями решалась методом конечных разностей [19–22]. Производные аппроксимировались со вторым порядком точности по пространству и с первым порядком точности по времени. Разностное уравнение Пуассона для функции тока решалось методом последовательной верхней релаксации. Уравнения энергии (10)–(12) и дисперсии завихренности (9) были решены с использованием локально-одномерной схемы А. А. Самарского. Все расчеты были проведены на прямоугольной равномерной сетке 420×200 с шагом по времени $\Delta \tau = 10^{-4}$. Подробная верификация разработанного вычислительного кода представлена в [19, 21].

Результаты численного моделирования

Данная работа посвящена численному исследованию влияния частоты расположения ребер медного профиля на нестационарный

режим тепломассопереноса в материале с изменяемым фазовым состоянием при наличии локального источника постоянного объемного тепловыделения. В качестве рабочей среды с фазовым переходом был взят материал н-октадекан со следующими термодинамическими характеристиками: $\rho_s c_s / (\rho_l c_l) = 0.94$, $\lambda_s = 0.39$ Вт/(м·К), $\lambda_l = 0.157$ Вт/(м·К), $a_l = 2.5 \cdot 10^{-7}$ м²/с, $a_s = 9.2 \cdot 10^{-8}$ м²/с; материал радиатора – медь со свойствами $\lambda_1 = 401$ Вт/(м·К), $a_1 = 1.17 \cdot 10^{-4}$ м²/с, $\rho_1 = 8900$ кг/м³; материал источника энергии – кремний со свойствами $\lambda_2 = 148$ Вт/(м·К), $a_2 = 8.8 \cdot 10^{-5}$ м²/с, $\rho_2 = 2330$ кг/м³. В качестве масштаба длины выбрана величина $H = 1$ см, в качестве масштаба температуры – $\Delta T = 60^\circ$.

Вычисления были проведены при следующих безразмерных параметрах: $Pr = 48.36$, $Ra = 1.19 \cdot 10^6$, $Ste = 1.84$, $Os = 0.028$ и $Bi = 10$.

Геометрические параметры расчетной области и тепловыделяющего элемента в безразмерном виде определялись соотношениями:

$$L/H = 2, h_s/H = 0.2, l_s/H = 0.8,$$

где L – длина полости; h_s – высота тепловыделяющего элемента; l_s – длина тепловыделяющего элемента. Безразмерная ширина ребра $l/H = 0.067$ и безразмерная высота ребра $h/H = 0.6$.

Режим плавления определяется такими факторами как термические свойства материалов, интенсивность подвода энергии, в то же самое время большую роль играет конвективный тепломассоперенос, возникающий в расплаве. При наличии ребер на поверхности радиатора увеличивается площадь соприкосновения с расплавом, ускоряя процесс плавления, при этом форма профиля также оказывает существенное влияние на динамику расплава. Экспериментальным путем сложно получить подробную термодинамическую картину процесса, поэтому взаимодействие фазовых переходов и естественной конвекции вну-

три области со сложной геометрией требует детального численного анализа.

На рис. 2 представлены изотермы и линии тока в фиксированные моменты времени в случае гладкого профиля. На раннем этапе плавления наблюдается возникновение большого количества восходящих потоков в узкой области расплавленного материала между границей фазового перехода и поверхностью медной пластины. Количество подъемно-опускных конвективных течений определяется степенью нагрева пластины и интенсивностью теплопереноса. С расширением и изменением формы области расплава происходит интенсификация конвективного тепломассопереноса и исчезает симметричность гидродинамической структуры. Происходит это из-за постоянного роста температуры на нижней границе и расширения области действия конвекции, тепловые факелы меняют ориентацию и перемещаются с течением времени. Область расплава также расширяется неравномерно и асимметрично. Следует отметить, что со временем количество конвективных факелов снижа-

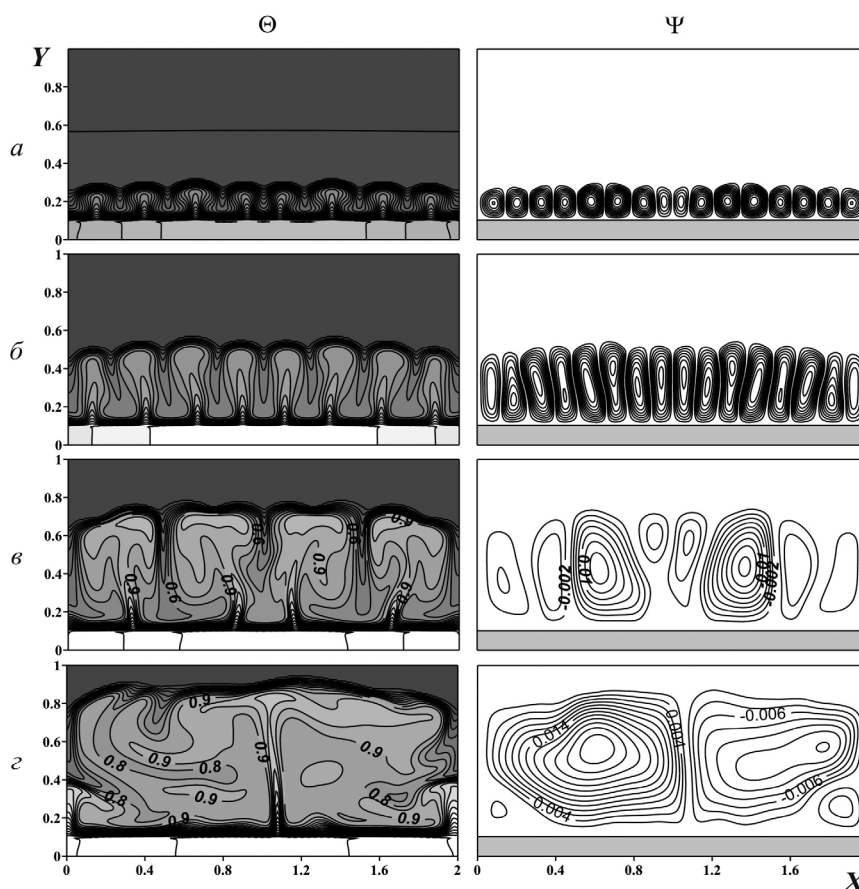


Рис. 2. Поле температуры и линии тока для случая гладкой пластины при: а – $\tau = 339.36$; б – $\tau = 509.04$; в – $\tau = 636.3$; г – $\tau = 721.14$

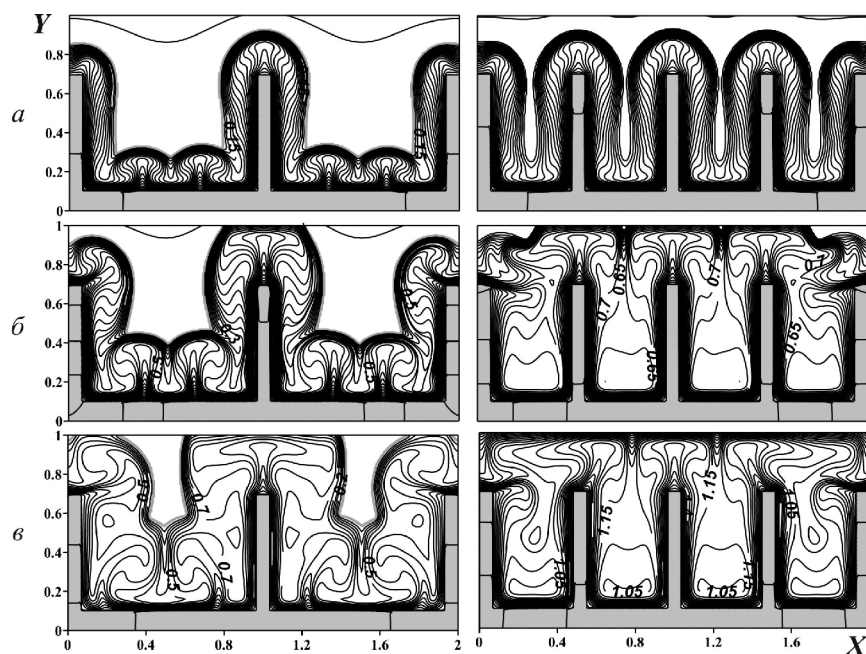


Рис. 3. Изотермы для случаев $n=3$ и $n=5$ при: а – $\tau=339.36$; б – $\tau=424.2$; в – $\tau=509.04$

ется и происходит переход к нестационарному режиму конвективного теплопереноса.

Теплопроводность внутри радиатора значительно выше, чем на его поверхности у парафина, в связи с этим в среде с меньшей теплопроводностью возникает высокий градиент температуры, наличие которого также еще и связано с формированием подъемно-опускных течений в зоне расплава. На межфазной поверхности процесс плавления поглощает большое количество энергии, тем самым охлаждая восходящие конвективные потоки. В этих местах существуют высокие градиенты температуры. В связи с этим на протяжении всего процесса плавления видно,

над ребрами. В случае $n=3$ из-за большого расстояния между ребрами возникают дополнительные восходящие факелы, аналогичные случаю $n=0$, однако с увеличением пространства для развития конвекции они смещаются в стороны, усиливая нисходящий поток охлажденного материала между ними. Видно, что с увеличением количества ребер значительно возрастает скорость плавления материала, прежде всего за счет увеличения площади поверхности радиатора.

В случае $n \geq 5$ положение ребер определяет положение оснований восходящих потоков. Так при $n=5$ в расплаве образуются пять восходящих тепловых факелов, которые сохраняются на протяжении всего процесса нагревания. За счет интенсивной циркуляции расплава и образования охлажденных нисходящих конвективных течений в зонах между ребрами интенсивность теплообмена возрастает до момента полного расплавления материала. Из рисунка 4, а видно, что при добавлении пяти ребер в радиаторную систему время плавления уменьшается практически в два раза.

На рисунке 4, б изображены зависимости инте-

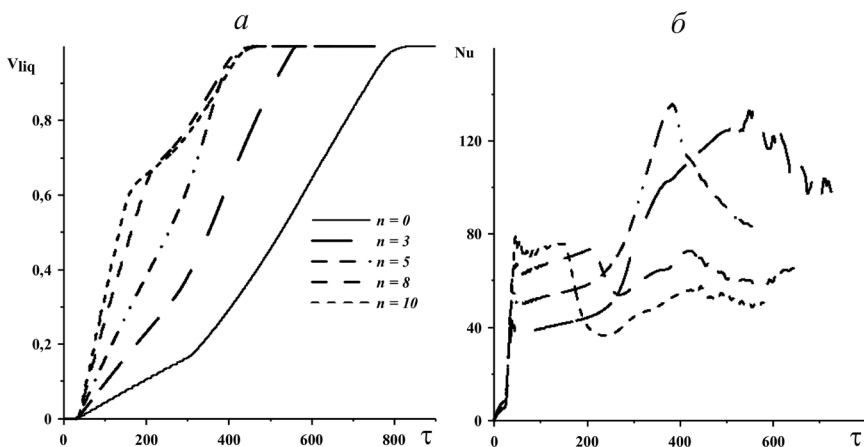


Рис. 4. Зависимости доли расплава парафина от времени (а) и эволюция интегрального числа Нуссельта (б) для случаев с различным количеством ребер

грального числа Нуссельта

$$Nu = \int_0^S \partial \Theta / \partial \bar{n} d\zeta$$

на поверхности радиатора от времени (S – периметр радиатора, погруженного в парафин). В случаях $n=3$ и $n=5$ можно выделить несколько этапов процесса нагревания системы. На первом этапе происходит прогрев источника и радиатора до тех пор, пока максимальная температура на металлической поверхности не достигнет температуры плавления парафина, после этого наступает процесс

фазового перехода парафина на всей поверхности профиля, который характеризуется резким и значительным возрастанием числа Нуссельта. После того как межфазная поверхность полностью отделится от поверхности профиля, наступает следующий этап, который сопровождается плавным увеличением числа Нуссельта. На этом этапе теплоперенос осуществляется в основном за счет теплопроводности. Область расплава расширяется равномерно, изотермы распределены вблизи нагревающейся поверхности. На этой стадии плавления можно наглядно проследить различия в интенсивности теплоотдачи для всех рассматриваемых случаев. Снижение интегрального числа Нуссельта до полного расплавления парафина связано с уменьшением поверхности фазового перехода и, как следствие, с уменьшением скорости плавления.

При увеличении количества ребер сокращается расстояние между ними. Более узкое пространство способствует снижению интенсивности циркуляции потоков. На рис. 5 изображены изолинии температуры и линии тока в случае $n=8$. Более редкие линии тока в межреберных пространствах говорят о низкой скорости циркуляции в этих областях. Такая структура течения приводит к перегреву расплава в межреберном пространстве и, так как парафин имеет более низкую теплопроводность, к снижению теплоотдачи от источника. Основное

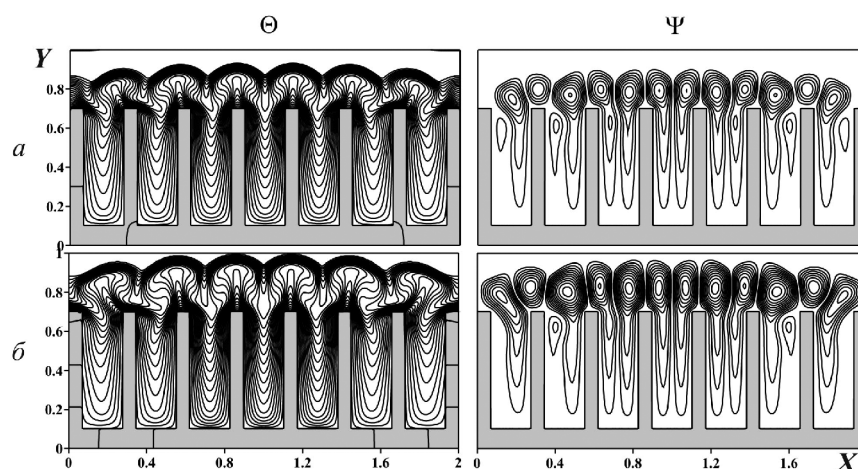


Рис. 5. Изотермы и изолинии функции тока для случая $n=8$ при: а – $\tau=339.36$; б – $\tau=381.78$

движение расплава, вызванное разницей температур, происходит над верхними площадками радиатора, через которые проходит основной тепловой поток. По расположению изотерм видно, что в пространстве между ребрами градиент температуры на поверхности гораздо ниже, чем при $n \leq 5$. Этот эффект усиливается к боковым стенкам, что обусловлено наличием замкнутых конвективных ячеек жидкости, не контактирующих с линией фазового перехода.

При большем количестве ребер (рис. 6) жидкость между ребрами практически не циркулирует, плавление в этих областях осуществляется за счет теплопроводности. Большая площадь постепенно нагревающей поверхности соответствует большему тепловому потоку и более высокой скорости плавления (см. рис. 4) на начальных этапах нагревания. Однако, как только линия фазового перехода перемещается выше границ радиатора, интенсивность теплоотдачи

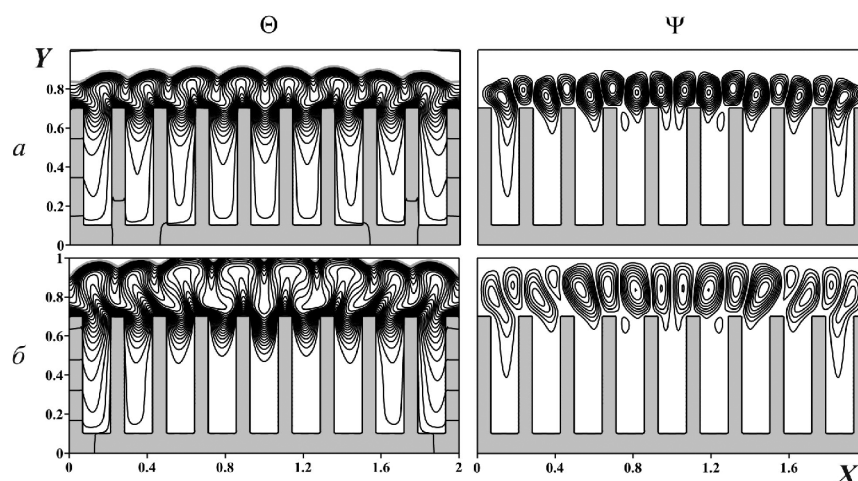


Рис. 6. Изотермы и линии тока для $n=10$ при: а – $\tau=339.36$; б – $\tau=424.2$

резко падает. Поэтому интегральное число Нуссельта для случаев $n=8$ и $n=10$ имеет резкий спад еще до момента установления конвективного режима. Как следствие, этот момент сопровождается резким спадом скорости плавления материала. Снижение интенсивности плавления выражается в резком перегибе графиков объемной доли расплава. Из рисунка 4, а видно, что, несмотря на высокую скорость плавления в начале процесса для случаев $n \geq 8$, при достижении определенного объема расплава, скорость плавления резко снижается и время, затрачиваемое на полное расплавление парафина, для случаев $n=8$ и $n=10$ практически совпадает со случаем $n=5$.

При появлении и развитии естественно-конвективных течений, тепловой факел от радиатора при $n=5$ становится значительно выше, чем в случаях с большим количеством ребер. Поэтому в условиях, когда температура источника постоянно повышается, целесообразно использовать радиаторы с оребрением, способствующим развитию конвективного режима теплопереноса.

Заключение

В работе было численно проанализировано влияние частоты оребрения радиатора на режимы тепломассопереноса в системе, содержащей материалы с фазовым переходом. Было показано, что наличие оребрения на радиаторе способствует более интенсивному теплообмену между радиатором и материалом, преимущественно из-за увеличения площади поверхности. Так, при достаточном количестве ребер вдоль вертикальных поверхностей возникают восходящие конвективные потоки, которые способствуют усилению теплообмена.

Режим конвективного тепломассопереноса устанавливается по мере расширения области расплавленного парафина и сопровождается значительным ростом коэффициента теплоотдачи от поверхности профиля. Однако слишком частое расположение ребер препятствует развитию конвективных течений между ними и приводит к перегреву материала в этих областях. При этом интенсивность теплоотдачи резко снижается при расплавлении материала в межреберном пространстве. В результате, несмотря на увеличение площади поверхности контакта число Нуссель-

та становится значительно ниже, чем в случае с меньшим количеством ребер.

Интенсивность теплоотведения напрямую связана со скоростью плавления материала. В результате исследования было показано, что с добавлением ребер процесс плавления происходит быстрее вследствие увеличения площади поверхности профиля. Слишком частое расположение ребер снижает интенсивность конвекции и увеличивает массу системы. Таким образом, эффективность системы может быть повышена за счет добавления ребер, но ограничена вязкостью парафина и в рассматриваемых условиях наиболее оптимальный рост теплоотдачи наблюдается при $n=5$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Sakanova A.** Heat transfer enhancement of perforated pin heat sink in future aircraft applications // *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 124. P. 315–326.
2. **Feng S., Shi M., Yan H., Sun S., Li F., Lu T.J.** Natural convection in a cross-fin heat sink // *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 132. P. 30–37.
3. **Effendi N.S., Kim K.J.** Orientation effects on natural convective performance of hybrid fin heat sinks // *Applied Thermal Engineering*. 2017. V. 123. P. 527–536.
4. **Kandlikar S.G., Hayner C.N.** Liquid cooled cold plates for industrial high-power electronic devices—thermal design and manufacturing considerations // *Heat Transfer Engineering*. 2009. V. 30. N 12. P. 918–930.
5. **Sahoo S.K., Rath P., Das M.K.** Numerical study of phase change material based orthotropic heat sink for thermal management of electronics components // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016. V. 103. P. 855–867.
6. **Soleimanikutanaei S., Ghasemisahebi E., Lin C.-X.** Numerical study of heat transfer enhancement using transverse microchannels in a heat sink // *International Journal of Thermal Sciences*. 2018. V. 125. P. 89–100.
7. **Chein R., Chen J.** Numerical study of the inlet/outlet arrangement effect on microchannel heat sink performance // *International Journal of Thermal Sciences*. 2009. V. 48. P. 1627–1638.
8. **Şimşek E., Coskun S., Okutucu-Özyurt T., Unalan H.E.** Heat transfer enhancement by silver nanowire suspensions in microchannel heat sinks // *International Journal of Thermal Sciences*. 2018. V. 123. P. 1–13.
9. **Shang B., Ma Y., Hu R., Yuan C., Hu J., Luo X.** Passive thermal management system for downhole electronics in harsh thermal environments // *Applied Thermal Engineering*. 2017. V. 118. P. 593–599.
10. **Zhao L., Xing Y., Wang Z., Liu X.** The passive thermal management system for electronic device using low-melting-point alloy as phase change material // *Applied Thermal Engineering*. 2017. V. 125. P. 317–327.
11. **Baby R., Balaji C.** Experimental investigations on phase change material based finned heat sinks for electronic equipment cooling // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2012. V. 55. P. 1642–1649.

12. **Baby R., Balaji C.** Thermal performance of a PCM heat sink under different heat loads: An experimental study // *International Journal of Thermal Sciences*. 2014. V. 79. P. 240–249.
13. **Jaworski M.** Thermal performance of heat spreader for electronics cooling with incorporated phase change material // *Applied Thermal Engineering*. 2012. V. 35. P. 212–219.
14. **Fok S. C., Shen W., Tan F. L.** Cooling of portable hand-held electronic devices using phase change materials in finned heat sinks // *International Journal of Thermal Sciences*. 2010. V. 49. P. 109–117.
15. **Dhaidan N. S., Khodadadi J. M.** Melting and convection of phase change materials in different shape containers: A review // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015. V. 43. P. 449–477.
16. **Гурин А. М., Ковалев О. Б.** Моделирование много-вихревой конвекции мелкодисперсных легирующих компонентов в ванне расплава под действием лазерного излучения // *Теплофизика и аэромеханика*. 2013. Т. 20. № 2. С. 229–238.
17. **Shatikian V., Ziskind G., Letan R.** Numerical investigation of a PCM-based heat sink with internal fins: Constant heat flux // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2008. V. 51. P. 1488–1493.
18. **Kozak Y., Abramzon B., Ziskind G.** Experimental and numerical investigation of a hybrid PCM-air heat sink // *Applied Thermal Engineering*. 2013. V. 59. P. 142–152.
19. **Бондарева Н. С., Шеремет М. А.** Математическое моделирование режимов плавления в квадратной полости с локальным источником энергии // *Теплофизика и аэромеханика*. 2016. Т. 23. № 4. С. 577–590.
20. **Самарский А. А., Вабишев П. Н.** Вычислительная теплопередача. М.: Едиториал УРСС, 2003. 784 с.
21. **Bondareva N. S., Sheremet M. A.** Flow and heat transfer evolution of PCM due to natural convection melting in a square cavity with a local heater // *International Journal of Mechanical Sciences*. 2017. V. 134. P. 610–619.
22. **Численные исследования естественно-конвективных течений затвердевающей жидкости** / Под науч. ред. докт. физ.-мат. наук В. Ф. Стрижова // *Труды ИБРАЭ РАН* / Под общей ред. чл.-кор. РАН Л. А. Большова. Вып. 2. М: Наука, 2007. 190 с.
23. **Belhamadia Y., Kane A. S., Fortin A.** An enhanced mathematical model for phase change problems with natural convection // *International Journal of Numerical Analysis and Modeling, Series B*. 2012. V. 3. N 2. P. 192–206.

Numerical study of heat-sink shape effect on heat transfer in the system containing paraffin

N. S. Bondareva, M. A. Sheremet

*Tomsk State University, Tomsk;
e-mail: bondarevans@mail.tsu.ru*

To date, the relevance of heat and mass transfer problems in materials with phase transitions is closely connected with such materials application in temperature control and energy storage systems. High performance electronic devices requires developing cooling systems with high heat dissipation capacity. Heat sinks submerged partially or fully in paraffin are employed in modern electronic equipment to sustain operating temperatures. Paraffin possesses high latent melting energy and phase transition temperatures close to microprocessors operating temperature. Heat transfer process while melting is accompanied by natural convection flows in liquid melt and aggravated by interaction of circulatory flows with moving boundary and complex shape of a ribbed profile. It is rather difficult to experimentally evaluate the buoyant force contribution and monitor movement of the interphase boundary, while numerical modeling allows obtain more detailed pattern of thermal processes occurring in the system. The article presents the results of 2D numerical study of a heat removal system based on the energy of phase transformations, reinforced by a copper heat sink with rectangular ribbed profile. Mathematical model of the non-stationary heat and mass transfer process was formulated in the transformed variables “stream function–vorticity–temperature”. The latent heat is accounted for in the energy equation by introducing a smoothing function. This approach allowed solves one energy equation in the entire area without highlighting the interphase boundary. The obtained differential equations were solved by the finite difference method. The computation results allowed obtain and analyze thermohydrodynamic characteristics of the studied process at various melting phases depending on ribs location periodicity. Thermal patterns at various time instants, reflecting the movement of the phase boundary, formation and growth of ascending and descending heat fluxes, were obtained. The average Nusselt number variation on the profile surface depending on the ribs number, as well as the effect of the main factors, such as the flow intensity and melting rate, on heat-transfer coefficient were analyzed. Evaluation of ribs location effect on the temperature plumes forming was performed. It was demonstrated that natural convection and its interaction with the heat sink plays significant role in the melting process and effects significantly the heat removal intensity.

Keywords: melting, natural convection, heat sink, paraffin.

REFERENCES

1. **Sakanova A.** Heat transfer enhancement of perforated pin heat sink in future aircraft applications. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 124, pp. 315–326.
2. **Feng S., Shi M., Yan H., Sun S., Li F., Lu T.J.** Natural convection in a cross-fin heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 132, pp. 30–37.
3. **Effendi N.S., Kim K.J.** Orientation effects on natural convective performance of hybrid fin heat sinks. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 123, pp. 527–536.
4. **Kandlikar S.G., Hayner C.N.** Liquid cooled cold plates for industrial high-power electronic devices-thermal design and manufacturing considerations. *Heat Transfer Engineering*, 2009, vol. 30, no. 12, pp. 918–930.
5. **Sahoo S.K., Rath P., Das M.K.** Numerical study of phase change material based orthotropic heat sink for thermal management of electronics components. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, vol. 103, pp. 855–867.
6. **Soleimanikutanaei S., Ghasemisahebi E., Lin C.-X.** Numerical study of heat transfer enhancement using transverse microchannels in a heat sink. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, vol. 125, pp. 89–100.
7. **Chein R., Chen J.** Numerical study of the inlet/outlet arrangement effect on microchannel heat sink performance. *International Journal of Thermal Sciences*, 2009, vol. 48, pp. 1627–1638.
8. **Şimşek E., Coskun S., Okutucu-Özyurt T., Unalan H.E.** Heat transfer enhancement by silver nanowire suspensions in microchannel heat sinks. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, vol. 123, pp. 1–13.
9. **Shang B., Ma Y., Hu R., Yuan C., Hu J., Luo X.** Passive thermal management system for downhole electronics in harsh thermal environments. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 118, pp. 593–599.
10. **Zhao L., Xing Y., Wang Z., Liu X.** The passive thermal management system for electronic device using low-melting-point alloy as phase change material. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 125, pp. 317–327.
11. **Baby R., Balaji C.** Experimental investigations on phase change material based finned heat sinks for electronic equipment cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, vol. 55, pp. 1642–1649.
12. **Baby R., Balaji C.** Thermal performance of a PCM heat sink under different heat loads: An experimental study. *International Journal of Thermal Sciences*, 2014, vol. 79, pp. 240–249.
13. **Jaworski M.** Thermal performance of heat spreader for electronics cooling with incorporated phase change material. *Applied Thermal Engineering*, 2012, vol. 35, pp. 212–219.
14. **Fok S.C., Shen W., Tan F.L.** Cooling of portable handheld electronic devices using phase change materials in finned heat sinks. *International Journal of Thermal Sciences*, 2010, vol. 49, pp. 109–117.
15. **Dhaidan N.S., Khodadadi J.M.** Melting and convection of phase change materials in different shape containers: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015, vol. 43, pp. 449–477.
16. **Gurin A.M., Kovalev O.B.** Modelling of multi-vortex convection of fine alloying components in the molten pool under the laser radiation. *Thermophysics and Aeromechanics*, 2013, vol. 20, no. 2, pp. 227–236.
17. **Shatikian V., Ziskind G., Letan R.** Numerical investigation of a PCM-based heat sink with internal fins: Constant heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, vol. 51, pp. 1488–1493.
18. **Kozak Y., Abramzon B., Ziskind G.** Experimental and numerical investigation of a hybrid PCM-air heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 59, pp. 142–152.
19. **Bondareva N.S., Sheremet M.A.** Mathematical simulation of melting inside a square cavity with a local heat source. *Thermophysics and Aeromechanics*, 2016, vol. 23, no. 4, pp. 553–565.
20. **Samarskij A.A., Vabishchevich P.N.** *Vychislitel'naya teploperedacha*. [Computational heat transfer]. Moscow, Editorial URSS, 2003, 784 p.
21. **Bondareva N.S., Sheremet M.A.** Flow and heat transfer evolution of PCM due to natural convection melting in a square cavity with a local heater. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2017, vol. 134, pp. 610–619.
22. **Chislennyye issledovaniya estestvenno-konvektivnykh techeniy zatverdevayushchej zhidkosti.** Pod nauch. red. dokt. fiz.-mat. nauk V.F. Strizhova. [Numerical studies of natural convective currents of a solidifying liquid. Scientific ed. by doct. fiz.-mat. V.F. Strizhov]. *Trudy IBRAE RAN – Proceedings of Nuclear Safety Institute (IBRAE) RAS*, Moscow, Nauka, 2007, issue 2, 190 p.
23. **Belhamadia Y., Kane A.S., Fortin A.** An enhanced mathematical model for phase change problems with natural convection. *International Journal of Numerical Analysis and Modeling, Series B*, 2012, vol. 3, no. 2, pp. 192–206.