

DOI: 10.18721/JPM.10305

УДК 536.246

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ ИСПАРИТЕЛЯ КОНТУРНОЙ ТЕПЛОВОЙ ТРУБЫ

А.А. Пожилов, Д.К. Зайцев, Е.М. Смирнов, А.А. Смирновский

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Приводятся результаты имитационного численного моделирования трехмерного течения и сопряженного тепломассопереноса в модели испарителя контурной тепловой трубы спутника TacSat-4. Математическая модель основана на общих уравнениях баланса массы, импульса и энергии в составных системах, включающих занятые паром или жидкостью проточные части, а также твердотельные и пористые элементы, с испарением рабочей жидкости на границе между пористой структурой и паровой областью. Установлено, что процессы испарения теплоносителя наиболее интенсивно идут в углах паровых канавок вблизи корпуса испарителя. Показано, что отводящие пар аксиальные канавки испарителя работают в существенно разных условиях, в результате расходы пара отличаются в несколько раз. Существенное утолщение стенок корпуса испарителя лишь незначительно снижает степень неравномерности в распределении расхода теплоносителя по паровым канавкам.

Ключевые слова: численное моделирование; сопряженный тепломассоперенос; испаритель контурной тепловой трубы

Ссылка при цитировании: Пожилов А.А., Зайцев Д.К., Смирнов Е.М., Смирновский А. А. Численное моделирование тепломассопереноса в трехмерной модели испарителя контурной тепловой трубы // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. 2017. Т. 10. № 3. С. 52–63. DOI: 10.18721/JPM.10305

NUMERICAL SIMULATION OF HEAT AND MASS TRANSFER IN A 3D MODEL OF A LOOP HEAT PIPE EVAPORATOR

A.A. Pozhilov, D.K. Zaitsev, E.M. Smirnov, A.A. Smirnovsky

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russian Federation

The article presents results of 3D numerical simulation of flow and conjugate heat and mass transfer in a model of the TacSat-4 satellite loop heat pipe evaporator. Mathematical model includes the Reynolds averaged Navier-Stokes equations describing a flow in the liquid and vapor regions, Darcy's law for filtration modeling in the wicks and the energy equation with accurate coupling of connected subdomains including effects of evaporation on interfaces between the porous and vapor regions. According to the simulation results, the evaporation localizes mainly at the vapor groove corners near the evaporator body. The vapor grooves operate under essentially different conditions; as a result, the flow rates differ several times. Significant thickening of the evaporator body yields only weak reduction in a level of the grooves' flow rate nonuniformity.

Key words: numerical simulation; conjugate heat and mass transfer; loop heat pipe evaporator

Citation: A.A. Pozhilov, D.K. Zaitsev, E.M. Smirnov, A.A. Smirnovsky, Numerical simulation of heat and mass transfer in a 3D model of a loop heat pipe evaporator, St. Petersburg Polytechnical State University Journal. Physics and Mathematics. 10 (3) (2017) 52–63. DOI: 10.18721/JPM.10305

Введение

В настоящее время для эффективного отвода тепла от тепловыделяющих элементов широко используются так называемые контурные тепловые трубы (КТТ) [1]. Основными элементами КТТ являются конденсатор и испаритель. При подводе тепла к корпусу испарителя жидкость начинает испаряться, нагретый пар через паропровод поступает в конденсатор, где охлаждается и конденсируется, а затем по конденсаторопроводу идет в компенсационную камеру, сочлененную с испарителем. Функцию прокачки теплоносителя из компенсационной камеры к зоне испарения выполняет пористое тело (так называемый фитиль). Благодаря таким преимуществам, как высокая теплопередающая способность, низкое термическое сопротивление, механическая гибкость и отличная адаптируемость к различным условиям компоновки, КТТ получили широкое распространение, в том числе в системах обеспечения теплового режима (СОТР) космических аппаратов (КА). Экспериментальное исследование теплофизических процессов в КТТ при условиях, характерных для функционирования СОТР КА, является крайне непростой и дорогостоящей задачей. Поэтому актуальным становится численное моделирование работы КТТ, для которого открылись новые возможности, обусловленные быстрым прогрессом в развитии вычислительной техники.

Наиболее важными и сложными для моделирования являются процессы сопряженного тепломассопереноса в испарителе КТТ. Представленные в литературе расчеты выполнены с существенными ограничениями: в работах [2 – 6] рассматриваются только двумерные постановки, а трехмерный анализ в работах [7, 8] проводится лишь для одной из нескольких паровых канавок испарителя, т. е. авторы этих исследований не учитывают неравномерность подвода тепла к разным канавкам.

В настоящей работе представлены постановка задачи и результаты численного моделирования течения и сопряженного тепломассопереноса в трехмерной модели испарителя КТТ, оценивается влияние

толщины стенок корпуса испарителя на неравномерность распределения теплоносителя по паровым канавкам. Рассматриваемая модель испарителя построена на основе имеющейся в открытом доступе информации о КТТ, установленной на американском микроспутнике TacSat-4 [9]. Предварительные результаты численного анализа процессов в данной модели испарителя представлены в работах [10, 11]. Для выполнения расчетов использован программный код SINF/Flag-S [12], разработанный сотрудниками кафедры гидроаэродинамики, горения и теплообмена СПбПУ.

Математическая модель

Моделируются течение и прогрев теплоносителя на всех стадиях его движения по испарителю КТТ; а именно, рассматриваются:

- течение в подводящих проточных частях;
- фильтрация через пористое тело;
- испарение теплоносителя;
- движение пара к выходу из испарителя.

Для анализа указанных процессов используется достаточно общая математическая модель, описывающая сопряженный тепломассообмен с испарением или конденсацией рабочего тела в составных системах, содержащих проточные части, занятые теплоносителем в паровой или жидкой фазе, а также различные твердые и пористые элементы. Предполагается, что все пористые тела заполнены теплоносителем исключительно в жидком состоянии, а процессы испарения или конденсации происходят только на границе между паром и пористой структурой.

Течение в жидких и паровых областях рассчитывается на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса в предположении существенно дозвукового характера движения и изотропности турбулентной вязкости:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \mathbf{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot [2(\mu + \mu_t) \mathbf{S}], \quad (2)$$

где \mathbf{V} – скорость движения рабочей жидкости (пара); ρ – плотность рассматриваемой среды; p – давление; \mathbf{S} – тензор скоростей деформации; μ , μ_t – коэффициенты молекулярной и турбулентной вязкости соответственно.

Для расчета турбулентной вязкости используется SST-модель турбулентности Ментера [13].

Фильтрация в пористом теле описывается законом Дарси (3), подстановка которого в уравнение неразрывности дает уравнение (4) для распределения давления:

$$\mathbf{V} = -\frac{K}{\mu} \nabla p, \quad (3)$$

$$\nabla \cdot \left(\frac{K}{\mu} \nabla p \right) = 0. \quad (4)$$

Здесь K – коэффициент проницаемости пористого тела.

Теплообмен моделируется на основе уравнений пространственного переноса тепла в потоке рабочей жидкости или пара (5), в твердотельных элементах (6) и в пористых структурах (7); последнее уравнение записано в одностепенном приближении, т. е. в предположении о равенстве локальных температур пористого каркаса и протекающей сквозь него жидкости:

$$\frac{\partial(\rho c_v T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho c_p \mathbf{T}\mathbf{V}) = \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \nabla T \right], \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho c T)}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T), \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho c T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_l c_l \mathbf{T}\mathbf{V}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T). \quad (7)$$

Здесь T – локальная температура, c – удельная теплоемкость (для пара различаются теплоемкости при постоянном давлении c_p и при постоянном объеме c_v), λ – коэффициент теплопроводности, σ_t – турбулентное число Прандтля.

Для пористого тела «эффективные» значения ρ , c и λ (без индексов) в уравнении (7) определяются из соответствующих параметров жидкости (нижний индекс l) и пористого каркаса (индекс s) и зависят от коэффициента пористости ε :

$$\rho c = \varepsilon \rho_l c_l + (1 - \varepsilon) \rho_s c_s, \quad (8)$$

$$\lambda = \varepsilon \lambda_l + (1 - \varepsilon) \lambda_s. \quad (9)$$

На внутренних границах между подобластями без фазового перехода обеспечивается сопряжение по тепловым потокам и температурам, с возможностью учета скачка температуры, обусловленного контактным термическим сопротивлением r :

$$\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \right)_1 = \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \right)_2, \quad T_2 - T_1 = r \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \right). \quad (10)$$

Если граница проницаемая, то также производится сопряжение по нормальной составляющей скорости и по давлению, а касательная составляющая скорости полагается равной нулю. В случае пористого тела условие для касательной составляющей скорости не ставится, а условие для нормальной составляющей скорости выражается через градиент давления согласно уравнению (3).

На границе пористого тела с паром температура полагается равной температуре насыщения при текущем давлении в паровой области, при этом имеется возможность учета поверхностного термического сопротивления r (см. далее формулу (11)), связанного либо с перегревом пористого тела при испарении, либо с образованием тонкой пленки конденсата при конденсации:

$$T_v = T_{sat}(p_v), \quad T_w = T_v + r(g) \cdot gL. \quad (11)$$

Скорость испарения g определяется величиной подводимого к границе теплового потока:

$$g = \frac{1}{L} \left[\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \right)_v - \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \right)_w \right], \quad (12)$$

где g – удельный массовый расход через межфазную поверхность; L – скрытая теплота парообразования, n – координата по нормали к границе; индексы w и v относятся к жидкой фазе внутри пористой структуры и паровой фазе теплоносителя соответственно.

Здесь и далее считается, что на межфазной границе нормаль направлена из жидкости в пар, положительные значения

g отвечают испарению, а отрицательные — конденсации.

Связь между давлением p_{sat} и температурой T_{sat} на линии насыщения определяется по формуле Антуана:

$$\log p_{sat} = A - \frac{B}{C + T_{sat}}, \quad (14)$$

где A , B , C — эмпирические коэффициенты.

На внешних границах для уравнения энергии задаются условия первого, второго или третьего рода, а для уравнения движения либо задается значение скорости, либо значение давления и мягкие условия для скорости.

Программная реализация

Представленная математическая модель реализована в программном коде SINF/Flag-S, разработанном для численного решения системы уравнений Навье — Стокса на неструктурированных сетках с полиэдральными ячейками. Аппроксима-

ция уравнений выполнена по методу конечных объемов со вторым порядком точности. Для решения системы уравнений гидродинамики и неразрывности применяется алгоритм SIMPLEC. Наиболее ресурсоемкой частью этого алгоритма является решение уравнения Пуассона для поправки давления; уравнение Пуассона также описывает теплопроводность в твердых элементах конструкции (см. формулу (6)) и фильтрационное движение рабочей жидкости в пористом теле (формула (4)). В связи с этим, для эффективного решения уравнения Пуассона в коде реализован оригинальный многосеточный алгоритм [11]. Распараллеливание кода выполнено по методу декомпозиции расчетной области на основе коммуникационной библиотеки MPI.

Трехмерная модель испарителя контурной тепловой трубы

Рассматривается модель испарителя микроспутника TacSat-4 [9]. Расчетная область и схема течения теплоносителя

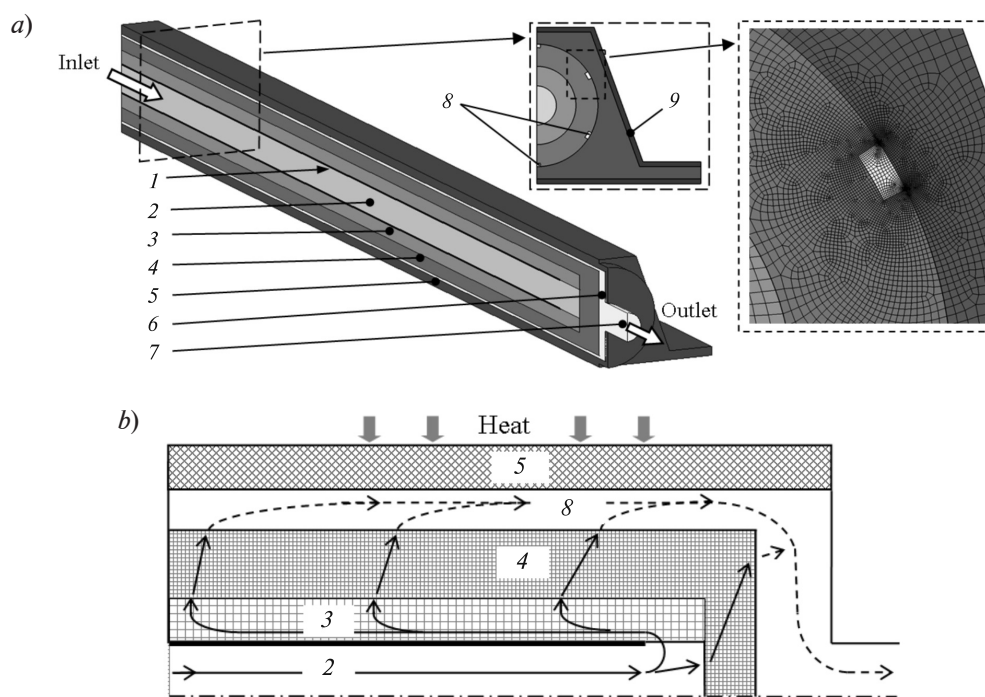


Рис. 1. Расчетная область, фрагмент расчетной сетки (а) и схема течения (б): 1 — подводящая трубка, 2 — жидкость, 3 — вторичный фитиль, 4 — основной фитиль, 5 — корпус испарителя, 6 — паровой пленок, 7 — выходной патрубок, 8 — паровые канавки, 9 — утолщение стенки (для варианта модели испарителя); Inlet, Outlet — впуск и выпуск теплоносителя, соответственно

(аммиака) представлены на рис. 1. С учетом симметрии задачи рассматривается половина испарителя. Расчетная область включает в себя заполненную жидкостью подводящую трубку (ее стенки полагаются бесконечно тонкими), основной и вторичный пористые фитили, корпус испарителя и занятую паром область, включающую паровые канавки, сборный пленум и выходной патрубок. При подводе тепла к корпусу испарителя прогреваются примыкающие к корпусу участки фитиля, жидкость испаряется и образующийся пар следует по паровым канавкам в выходной патрубок. Рассматривается нормальный режим работы испарителя (с умеренной тепловой нагрузкой), когда испарение происходит на поверхности фитиля (главным образом, на границе с паровыми канавками). Прокачку теплоносителя к зоне испарения обеспечивает капиллярный перепад давления, создаваемый основным (мелкопористым)

фитилем. Для более равномерного подвода теплоносителя к внутренней поверхности основного фитиля служит высокопроницаемый вторичный фитиль.

Геометрические характеристики модели испарителя представлены в табл. 1.

В представляемом расчете моделируется стационарный режим работы испарителя. На входной границе задана постоянная температура в 240 К, что соответствует температуре на входе в испаритель по данным работы [9], и постоянное давление (значения скоростей экстраполируются изнутри расчетной области). К нижней поверхности основания корпуса испарителя подводится тепловая нагрузка, значение температуры задано равным 265 К, что соответствует подводимой мощности примерно в 450 Вт и, согласно работе [9], является рабочим режимом для реального прототипа.

Все остальные границы полагаются адиабатическими. Давление на выходе из

Таблица 1

Геометрические характеристики модели испарителя

Элемент конструкции	Параметр	Значение параметра, см
Корпус	Высота	3,0
Основания корпуса	Ширина нижнего	6,7
	верхнего	2,2
Основной фитиль	Общая длина	30,5
	Диаметр внешний	2,5
	внутренний	1,6
	Толщина торца	1,25
Вторичный фитиль	Диаметр внешний	1,6
	внутренний	0,8
Паровые канавки	Высота	0,07
	Ширина	0,15
Сборный пленум	Ширина	0,4
Выходной патрубок	Длина	1,4

Примечание. Дополнительно был рассмотрен вариант модели с утолщенными на 1 мм стенками корпуса.

испарителя задано равным $2,22 \cdot 10^5$ Па, в соответствии с полученной в экспериментах работы [9] температурой пара на выходе из испарителя, составляющей 256,7 К (в предположении, что в этой области пар находится в состоянии насыщения).

Физические параметры сред, которые использовались при моделировании, представлены в табл. 2.

Расчетная сетка содержит 1,4 млн ячеек: на жидкую и паровую зоны приходилось 40 и 200 тыс. ячеек соответственно, на вторичный и основной фитили – 50 и 600 тыс. ячеек, на корпус испарителя – 500 тыс. ячеек. Как видно из рис. 1, узлы сетки сильно сгущены к границе между основным фитилем и паровой зоной – для аккуратного расчета температурных градиентов и подводимого к межфазной границе теплового потока.

На рис. 2 представлено распределе-

ние температуры в сечениях испарителя и распределение векторов скорости на внутренней поверхности основного фитиля. Видно, что прогрев жидкости при ее движении через подводящую трубку составляет примерно 15 К. Локальные максимумы скорости наблюдаются напротив паровых канавок, при этом основная часть потока приходится на нижнюю часть устройства. По результатам расчетов расход пара в канавках, в долях от общего расхода, составляет, % : 7,8; $2 \times 11,2$; $2 \times 21,9$; 26,0 (от верхней канавки к нижней).

На рис. 3, а приведена плотность отводимого испарителем теплового потока, осредненного по ширине основания корпуса, в зависимости от продольной координаты. В самом конце устройства испарение происходит не только на поверхности паровых канавок, но и на всем торце фитиля, что и обуславливает резкий пик от-

Таблица 2

Физические характеристики материалов испарителя

Элемент испарителя	Материал	Параметр	Значение параметра
Корпус	Алюминий	Теплопроводность	$\lambda_s = 200$ Вт/(м·К)
Основной фитиль	Спеченый никелевый порошок	Пористость	$\varepsilon = 0,75$
		Коэффициент эффективной теплопроводности Проницаемость	$\lambda_{eff} = 5,5$ Вт/(м·К) $K = 2 \cdot 10^{-14}$ м ²
Вторичный фитиль	Сетка из нержавеющей стали	Пористость Коэффициент эффективной теплопроводности Проницаемость	$\varepsilon = 0,70$ $\lambda_{eff} = 1,4$ Вт/(м·К) $K = 10^{-9}$ м ²
Теплоноситель	Жидкий аммиак	Плотность Теплоемкость Динамическая вязкость	$\rho_l = 660$ кг/м ³ $C_{pl} = 4510$ кДж/(кг·К) $\mu_l = 2 \cdot 10^{-4}$ Па·с
	Парообразный аммиак	Плотность Теплоемкость Динамическая вязкость Теплопроводность Удельная теплота парообразования	$\rho_v = 1,89$ кг/м ³ $C_{pv} = 2400$ Дж/(кг·К) $\mu_v = 8,65 \cdot 10^{-6}$ Па·с $\lambda_v = 2,1 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К) $L = 1,31$ МДж/кг

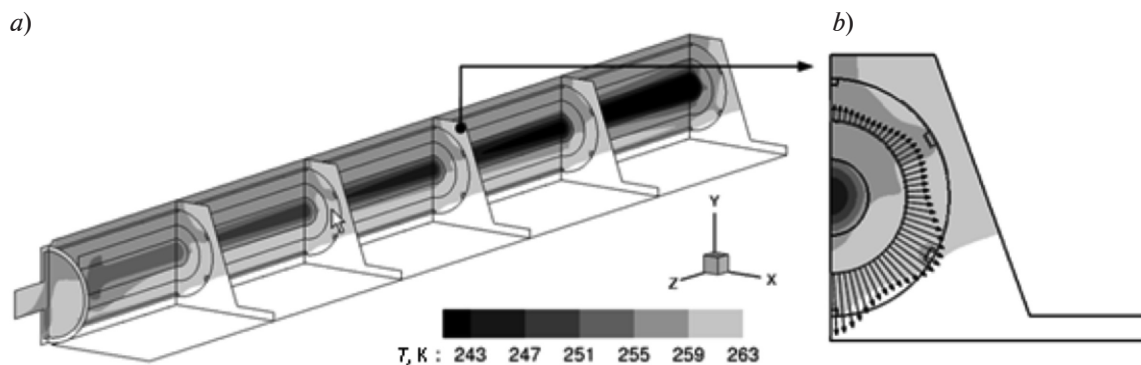


Рис. 2. Распределения температуры в сечениях (a) и скорости втекания жидкости в основной фитиль (b)

водимого тепла в этой области. Относительно небольшое увеличение теплоотдачи перед пиком и в самом начале испарителя связано с тем, что в этих местах (см. рис. 2), в основной фитиль поступает более холодная жидкость и для ее прогрева затрачивается дополнительное тепло.

На рис. 3, b показано распределение плотности отводимого от основания теплового потока в среднем поперечном сечении испарителя. Максимум теплоотдачи находится напротив нижней паровой канавки, положение второго пика приблизительно соответствует радиусу основного фитиля, отводимое в этом месте тепло идет по корпусу к остальным канавкам.

На рис. 4 представлено распределение скорости пара на торце основного фитиля

и на стенках паровых канавок в среднем сечении испарителя. Видно, что наиболее интенсивное испарение идет в нижней паровой канавке в области контакта основного фитиля с корпусом испарителя. Скорость выходящего с поверхности фитиля пара в этом месте достигает 1,4 м/с, в то время как на основной части стенки канавки значения примерно в 50 раз меньше. В более удаленных от нагреваемой поверхности паровых канавках максимальная интенсивность испарения заметно ниже, но в целом наблюдается аналогичная картина в распределениях скорости по высоте канавки. На торце фитиля интенсивное испарение также наблюдается лишь в местах контакта с корпусом испарителя, и на большей части торца испарение идет на

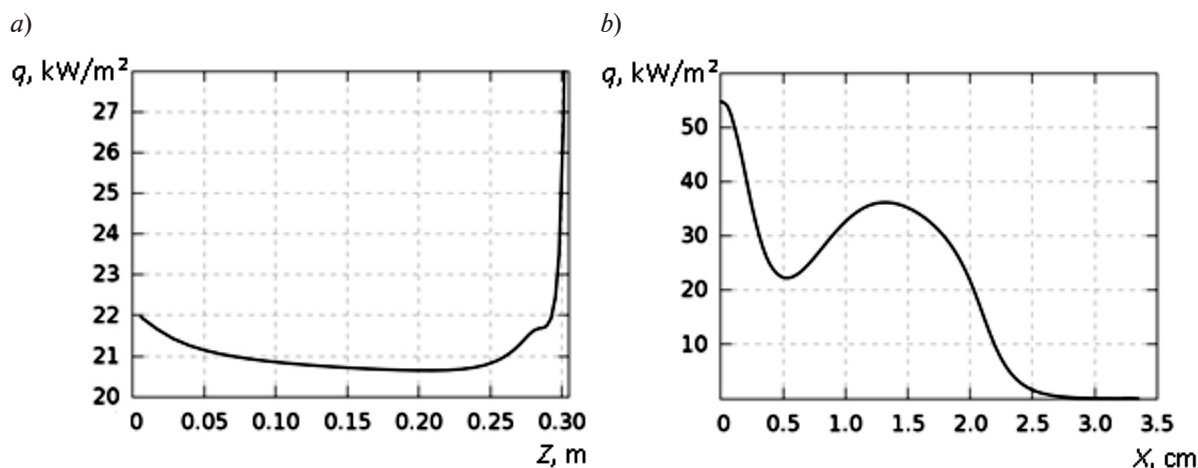


Рис. 3. Распределения плотности теплового потока, отводимого испарителем, вдоль (a) и поперек (b) устройства

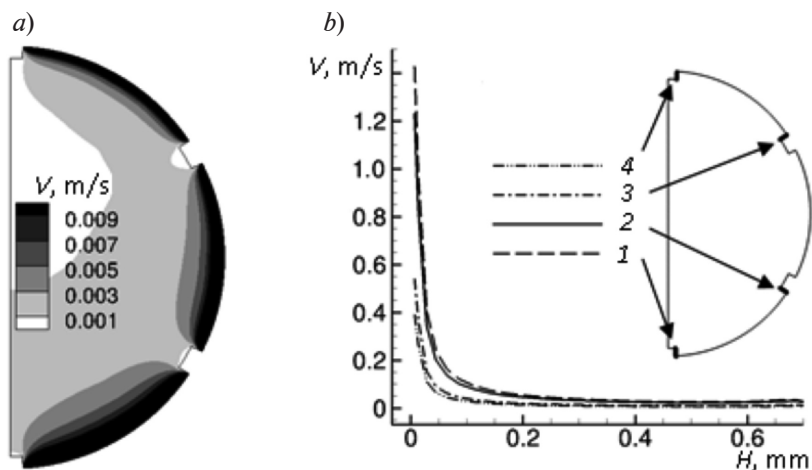


Рис. 4. Распределения скорости пара на торце основного фитиля (а) и на стенках паровых канавок 1 – 4 (b)

порядок менее интенсивно, чем в основной части канавок. Отметим, что для хорошего разрешения описанных локальных эффектов при проведении численного моделирования потребовались расчетные сетки с сильным сгущением узлов к областям наиболее интенсивного испарения.

При интенсивном испарении пар поступает в канавки с большими скоростями, направленными поперек основного течения, что приводит к заметному искажению профиля продольной скорости. Это, в свою очередь, сказывается на величине трения на стенках и, соответственно, на итоговом

перепаде давления вдоль канавки. На рис. 5 приведена зависимость трения, осредненного по периметру нижней паровой канавки, от продольной координаты: сплошной линией показаны результаты численного моделирования, пунктирной линией – оценка по коэффициенту гидравлического сопротивления прямоугольного канала [14]. Максимальное отличие локального значения трения в 19 % наблюдается в конце паровой канавки. Среднее значение трения в расчете составило 4,36 Па, что соответствует вкладу в общий перепад давления по канавке в 5,58 кПа и на 13 % меньше оценочного значения.

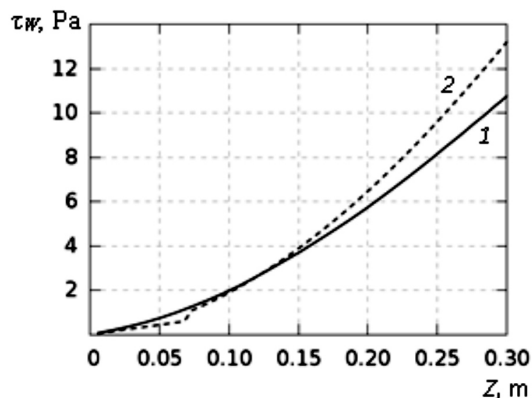


Рис. 5. Сравнение результатов численного моделирования (1) распределения по продольной координате величины трения, осредненной по периметру нижней паровой канавки, с соответствующей оценкой на основе справочных данных [14] (2)

На рис. 6 представлено распределение давления вдоль четырех паровых канавок (от первой – нижней, до четвертой – верхней). Как и расходы рабочего тела, перепады давления для разных канавок сильно различаются. Наибольшее падение давления наблюдается вдоль нижней паровой канавки и составляет 9 кПа. Если к этому добавить приблизительно 2 кПа падения давления по фитилю и 1 кПа падения давления по контуру конденсатора (последнее – по данным работы [9]), то общий перепад давления по контуру тепловой трубы составит 12 кПа. Это меньше, чем предельный капиллярный напор для данного фитиля (оценка по формуле Лапласа дает величину в 25 кПа). Последнее означает, что, согласно результатам расчета, рассмотренный

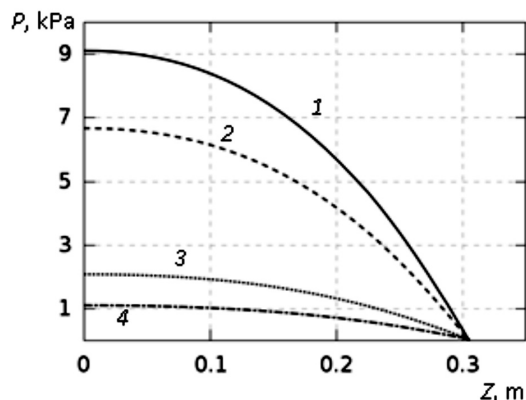


Рис. 6. Распределения давления вдоль четырех паровых канавок: от нижней (1) до верхней (4)

тепловой режим для данного фитиля является рабочим, осушения фитиля не происходит и использование математической модели, предполагающей, что испарение происходит на границе фитиль – пористое тело (11), оправдано. При повышении подаваемой на испаритель тепловой нагрузки расходы рабочего тела и, соответственно, перепады давления увеличатся, и лимитирующим максимальной тепловой нагрузкой фактором окажется давление в нижней паровой канавке.

Таким образом, работа паровых канавок в существенно разных условиях может приводить к заметному ограничению максимальной тепловой мощности, отводимой испарителем.

Одним из способов ослабления описанного ограничения на максимальную тепловую мощность является выравнивание тепловых потоков, подводимых к канавкам, за счет изменения геометрии корпуса испарителя. Для оценки эффективности этого подхода дополнительно было проведено численное исследование для модели испарителя с увеличенной на 1 мм толщиной

стенок корпуса, что соответствует утолщению наиболее тонких участков стенки почти в 1,5 раза.

По результатам расчетов расход пара в канавках, в долях от общего расхода, составляет для второй модели (%): 8,8; $2 \times 11,9$; $2 \times 21,2$; 25 (от верхней канавки к нижней).

Таким образом, как и ожидалось, распределение расхода по канавкам стало более равномерным, но в целом эффект довольно слабый: заметное утолщение стенок корпуса привело лишь к незначительному изменению расходов по канавкам и перепад давления в наиболее нагруженной нижней канавке уменьшился всего на 3,5 %.

Заключение

Проведено численное моделирование течения и сопряженного теплопереноса в трехмерной модели испарителя контурной тепловой трубы. Выполнен детальный анализ течения, продемонстрирована степень и характер неоднородности плотности отводимого испарителем теплового потока. Установлено, что процессы испарения теплоносителя наиболее интенсивно идут в углах паровых канавок вблизи корпуса испарителя. Испарение на стенках паровых канавок приводит к искажению профиля скорости пара, что влияет на трение и итоговый перепад давления в канавках. Показано, что при подводе тепла к испарителю только со стороны основания корпуса паровые канавки работают в существенно разных условиях, что значительно ограничивает максимальную тепловую мощность, отводимую испарителем. Увеличение толщины стенок корпуса испарителя лишь незначительно снижает степень неравномерности в распределении расхода теплоносителя по паровым канавкам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Майданик Ю.Ф. Контурные тепловые трубы – высокоэффективные теплопередающие устройства // Инновации. 2003. № 5. С. 83–86.
2. Демидов А.С., Яценко Е.С. Математический эксперимент по исследованию теплопереноса в зоне испарения тепловых труб //

Теплофизика высоких температур. 1992. Т. 30. Вып. 3. С. 566–572.

3. Demidov A.S., Yatsenko E.S. Investigation of heat and mass transfer in the evaporation zone of a heat pipe operating by the ‘inverted meniscus’ principle // International Journal of Heat and Mass

Transfer. 1994. Vol. 37. No. 14. Pp. 2155–2163.

4. **Kaya T., Goldak J.** Numerical analysis of heat and mass transfer in the capillary structure of a loop heat pipe // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2006. Vol. 49. No. 17–18. Pp. 3211–3220.

5. **Ren Chuan, Wu Qing-Song, Hu Mao-Bin.** Heat transfer with flow and evaporation in loop heat pipe's wick at low or moderate heat fluxes // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2007. Vol. 50. No. 11–12. Pp. 2296–2308.

6. **Avgerinos N.A., Margaris D.P., Pittas K.X., Tsahalis D.T.** Computational study of a 2D capillary pump evaporator // International Journal of Low-Carbon Technologies. 2015. Vol. 10. No. 3. Pp. 246–253.

7. **Cao Y., Faghri A.** Conjugate analysis of a flat-plate type evaporator for capillary pumped loops with three-dimensional vapor flow in the groove // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1994. Vol. 37. No. 3. Pp. 401–409.

8. **Nishikawara M., Nagano H., Mottet L., Prat M.** Numerical study of thermal performance of a capillary evaporator in a loop heat pipe with liquid-saturated wick // Journal of Electronics Cooling and Thermal Control. 2014. No. 4. Pp. 118–127.

9. **Dussinger P.M., Sarraf D.B., Anderson W.G.** Loop heat pipe for TacSat-4 // AIP Conference Proceedings. 2009. Vol. 1103. No. 1. Pp. 91–100.

10. **Зайцев Д.К., Пожилов А.А., Смирнов Е.М., Смирновский А.А.** Численное моделирование сопряженного теплопереноса в испарителе контурной тепловой трубы // «Параллельные вычислительные технологии» (ПаВТ-2016). Тр. междунар. научн. конф. Архангельск, 28 марта – 1 апреля, 2016. С. 512–520.

11. **Зайцев Д.К., Пожилов А.А., Смирнов Е.М., Смирновский А.А.** Численное моделирование сопряженного теплопереноса с испарением рабочего тела на поверхности пористой структуры с применением многосеточных алгоритмов // «Параллельные вычислительные технологии». XI Междунар. конф. ПаВТ'2017. Короткие статьи и описания плакатов. Казань, 3–7 апреля, 2017. С. 309–317.

12. **Смирнов Е.М., Зайцев Д.К., Смирнов П.Е., Якубов С.А.** FLAG-S. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010610263 от 11/01/2010.

13. **Menter F.R., Langtry R., Kuntz M.** Ten 2017s of industrial experience with the SST turbulence model // Turbulence, Heat and Mass Transfer 4 (CD-ROM Proceedings), Begell House, Inc., 2003.

14. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Под ред. М.О. Штейнберга: 3-е изд. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

Статья поступила в редакцию 19.06.2017, принята к публикации 23.06.2017.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ПОЖИЛОВ Алексей Алексеевич – инженер-исследователь научно-образовательного центра «Компьютерные технологии в аэродинамике и теплотехнике» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация.

195251, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29
aapozhilov@mail.ru

ЗАЙЦЕВ Дмитрий Кириллович – доктор физико-математических наук, доцент кафедры гидроаэродинамики, горения и теплообмена Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация.

195251, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29
zaitsev-aero@yandex.ru

СМИРНОВ Евгений Михайлович – доктор физико-математических наук, заведующий кафедрой гидроаэродинамики, горения и теплообмена Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация.

195251, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29
smirnov_em@spbstu.ru

СМИРНОВСКИЙ Александр Андреевич – кандидат физико-математических наук, доцент кафедры гидроаэродинамики, горения и теплообмена Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация.

195251, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29
smirnta@mail.ru

REFERENCES

- [1] **Yu.F. Maydanik**, Konturnyye teplovyye trubyy – vysokoeffektivnyye teploperedayushchiye ustroystva [Loop heat pipes are high performance facilities], *Innovatsii*. (5) (2003) 83–86.
- [2] **A.S. Demidov, E.S. Yatsenko**, Matematicheskiy eksperiment po issledovaniyu teplomassoperenosa v zone ispareniya teplovykh trub [Mathematical experiment on investigation of heat-and-mass transfer in the evaporation zone of heat pipes], *Teplofizika vysokikh temperatur*. 30 (3) (1992) 566–572.
- [3] **A.S. Demidov, E.S. Yatsenko**, Investigation of heat and mass transfer in the evaporation zone of a heat pipe operating by the ‘inverted meniscus’ principle, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 37 (14) (1994) 2155–2163.
- [4] **T. Kaya, J. Goldak**, Numerical analysis of heat and mass transfer in the capillary structure of a loop heat pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 49 (17–18) (2006) 3211–3220.
- [5] **Ren Chuan, Wu Qing-Song, Hu Mao-Bin**, Heat transfer with flow and evaporation in loop heat pipe’s wick at low or moderate heat fluxes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 50 (11–12) (2007) 2296–2308.
- [6] **N.A. Avgerinos, D.P. Margaritis, K.X. Pittas, D.T. Tsahalis**, Computational study of a 2D capillary pump evaporator, *International Journal of Low-Carbon Technologies*. 10 (3) (2015) 246–253.
- [7] **Y. Cao, A. Faghri**, Conjugate analysis of a flat-plate type evaporator for capillary pumped loops with three-dimensional vapor flow in the groove, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 37 (3) (1994) 401–409.
- [8] **M. Nishikawara, H. Nagano, L. Mottet, M. Prat**, Numerical study of thermal performance of a capillary evaporator in a loop heat pipe with liquid-saturated wick, *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*. (4) (2014) 118–127.
- [9] **P.M. Dussinger, D.B. Sarraf, W.G. Anderson**, Loop heat pipe for TacSat-4, *AIP Conference Proceedings*. 1103 (1) (2009) 91–100.
- [10] **D.K. Zaytsev, A.A. Pozhilov, E.M. Smirnov, A.A. Smirnovsky**, Chislennoye modelirovaniye sopryazhennogo teplomassoperenosa v isparitele konturnoy teplovoy trubyy [Numerical simulation of conjugated heat-and-mass transfer in the evaporator of the loop heat pipe], “Parallel Computational Technologies” (PaCT-2016), *Intern. Sci. Conf. Proc.*, Arkhangelsk, March 28 – April 1 (2016) 512–520.
- [11] **D.K. Zaytsev, A.A. Pozhilov, E.M. Smirnov, A.A. Smirnovsky**, Chislennoye modelirovaniye sopryazhennogo teplomassoperenosa s ispareniyem rabochego tela na poverkhnosti poristoy struktury s primeneniyyem mnogosetochnykh algoritmov [Numerical simulation of conjugated heat-and-mass transfer with working-medium evaporation on the porous-structure surface using multigrid algorithms], “Parallel Computational Technologies”, 11th *Intern. Conf. PaVT’2017*, Short papers and poster’s descriptions, Kazan, April, 3–7 (2017) 309–317.
- [12] **E.M. Smirnov, D.K. Zaytsev, P.E. Smirnov, S.A. Yakubov**, FLAG-S. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programmy dlya EVM № 2010610263 ot 11/01/2010 [Certificate on state registration of the computer program No. 2010610263, January 11, 2010].
- [13] **F.R. Menter, R. Langtry, M. Kuntz**, Ten years of industrial experience with the SST turbulence model, *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4* (CD-ROM Proceedings), Begell House, Inc., 2003.
- [14] **I.E. Idelchik**, Spravochnik pogidravlicheskim soprotivleniyam [A reference book on hydraulic resistances], Ed. M. O. Shteynberg, 3d ed., Moscow, Mashinostroyeniye, 1992.

Received 19.06.2017, accepted 23.06.2017.

THE AUTHORS

POZHILOV Aleksei A.

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russian Federation
aapozhilov@mail.ru

ZAITSEV Dmitri K.

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russian Federation
zaitsev-aero@yandex.ru

SMIRNOV Evgueni M.

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russian Federation
smirnov_em@spbstu.ru



SMIRNOVSKY Alexander A.

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russian Federation

smirta@mail.ru