Минимум целевой функции приходится на n=0,67 c^{-1} , что соответствует минимальному расходу энергии на процесс.

Внедрение аппарата с ВТС проведено на открытом акционерном обществе «Концерн Хлібпром» на линиях по термообработке вязких и дисперсных сред.

Литература

1. Дикис М. Я., Мальский А.Н. Технологическое оборудование консервных заводов. – М.: Пищевая промышленность, 1969. – 340 с.
2. Томбаев Н. И. Справочник по оборудованию предприятий молочной промышленности. – М.: Пищевая промышленность, 1967. – 280 с.
3. Патент України 97806 МКИ F26 B 3/06. Пристрій для теплової обробки неньютонівських рідин / Бурдо О. Г., Безбах І. В., Воскресенська О. В.; заявник і патентовласник ОНАХТ. - № u 2014 10091, опубл. 10. 04. 2015; Бюл. № 7.
4. Бурдо О. Г., Безбах И. В., Зыков А. В., Омар Саид Ахмед Повышение энергетической эффективности процессов обезвоживания пищевого сырья, Інтегровані технології та енергозбереження // Щоквартальний науково-практичний журнал .- Харків. НТУ «ХПІ», 2008.-№2.-172 с.

УДК 536.24-047.58:621.3.049.77

ПРОБЛЕМЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В МИКРОСТРУКТУРАХ

Косой Б.В., д-р техн. наук, професор
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Охлаждающие радиаторы на основе микроструктурных элементов реализуют инновационную технологию эффективного теплоотвода для миниатюрных объектов, характеризующихся высокой плотностью тепловыделения (например, микроэлектронные чипы, микросхемы, биологические ткани и т.п.). В работе обсуждаются наиболее значимые, с точки зрения автора, актуальные исследования, посвящённые моделированию потоков жидкости и теплоты в микроструктурах на примере микроканальных и микропористых теплоотводов.

Heat sinks based on microstructural elements employ an innovative technology for efficient heat removal from miniature objects characterized by the high-density heat fluxes (for example, microelectronic chips, biological tissues, etc.). Present paper discusses the most important, from the author point of view, recent studies devoted to the modeling of fluid flow and heat transfer in the microstructures based on the examples of microchannel and microporous heat sinks.

Ключевые слова: микроканал, пористая среда, фазовый переход, моделирование, теплообмен

Введение

Управление тепловыми режимами является ключевым аспектом в разработке новейших систем микроэлектроники и способствует прогрессу в сфере производства современных компьютеров и радиоэлектронных систем.

Небольшие размеры теплоотводящих устройств и очень жёсткие эксплуатационные требования к рабочим температурам делают терморегулирование микроэлектронных устройств сложной задачей. Различные методы охлаждения, такие как распыление жидкости и тепловые трубы, применяются для эффективного отвода теплоты, как от одиночного устройства, так и от системы в целом. Использование микроканальных радиаторов является перспективной альтернативой традиционным методам охлаждения, которая может обеспечить более эффективный теплоотвод при существенно меньшем объёме системы охлаждения. Также существует возможность интеграции системы непосредственно в тепловыделяющее устройство. Две важных задачи в области терморегулирования, а именно снижение максимальной температуры и минимизация температурных градиентов на поверхности устройства, могут быть эффективно решены с помощью микроструктурных радиаторов.

В результате ряда исследований возможность достижения тепловыделения до 1000 Вт/м^2 при максимальной температуре поверхности менее 120 ^{o}Привела к использованию микроканалов для охлаждения высокопроизводительных систем.Ряд исследований сфокусированы на понимании основ микропотоков,

сравнении и сопоставлении характеристик движения и теплообмена в микроканалах с традиционными каналами.

Проблемой численного моделирования является то обстоятельство, что модель не гарантирует точного совпадениясе естественным течением процессов. Из-за допущений, используемых для упрощения модели и ее решения, существует вероятность ошибки и получения неточного результата. Тем не менее, тщательныйанализ результатов моделирования и их сравнение с экспериментальными данными может выявитьвозможности той или иной модели. Результаты, полученные на основе численного моделирования с применением коммерческих пакетов, показывают приемлемую точность по сравнению с экспериментальными данными и другими подходами к моделированию[1].

1. Моделирование однофазных потоков. Samalam [2] моделировал конвективный теплообмен в потоке воды через микроканалы, выполненные в кремниевом основании. Задача была сведена к квазидвухмерному нелинейному дифференциальному уравнению, упрощённому при определённых физических условиях. Оптимальные размеры (ширина и шаг рёбер) были определены аналитически для наименьшего термического сопротивления. Решение показало, что оптимизация размеров для канала с малым соотношением сторон более важна, чем при больших соотношениях. Однако, пренебрежение зависимостью теплофизических свойств жидкости от температуры может привести к значительной ошибки особенно для случая микроканалов.

Iwai и Suzuki [3] численно исследовали влияние на теплообмен разрежения и сжимаемости потока в микроканале с учётом скорости скольжения на всех стенках и температурного скачка на нагреваемой стенке. Авторы обнаружили, что сжимаемость имеет значение для микроканалов при разрывах потока, при увеличении числа Кнудсена. При этом значительного влияния температурного скачка на распределение числа Нуссельта не было обнаружено.

Toh и др. [4] численно исследовали трёхмерный поток жидкости и теплообмен в нагреваемых микроканалах. Уравнения постоянного ламинарного потока и теплообмена были решены методом конечных объемов. Численное решение было проверено сравнением местных температурных сопротивлений с доступными экспериментальными данными. Также в работе был рассчитан коэффициент трения. Было установлено, что с подводом теплоты потери на трение уменьшаются, особенно при низких значениях числа Рейнольдса. Также, при низких числах Рейнольдса температура воды возрастает, что приводит к уменьшению вязкости и, следовательно, к уменьшению потерь на трение.

J. Li и др. [5] провели анализ теплообмена при вынужденной конвекции в кремниевом микроканальном теплообменнике, используя упрощенныютрехмерную модель сопряженного теплообмена (2D поток жидкости и 3D теплообмен), состоящего из 10-ти миллиметрового кремниевого основания с прямоугольными микроканалами, имеющими ширину 57мкм, высоту180мкм и гидравлический диаметр 86мкм. Влияние геометрических параметров канала и теплофизических свойств жидкости на поток и теплообмен было исследовано на основе температурной зависимости теплофизических свойств. Профиль скоростей, полученный при моделировании, сравнивался с приближенным теоретическим решением (1), что позволило сделать вывод о хорошей сходимости результатов, рис. 1.

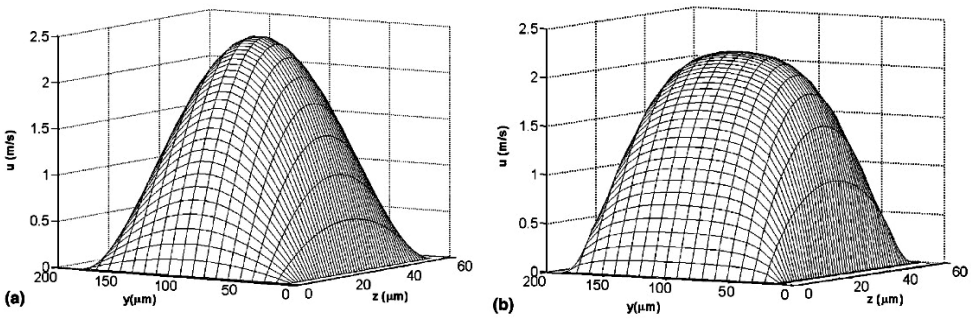

Рис. 1 – Сравнение двумерного поля скоростей (a), полученного численным решением и приближенным теоретическим решением (b)

$$u(y,z) = \frac{9}{4} u_m \left[1 - \left(\frac{y}{H/2} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{z}{W/2} \right)^2 \right], \quad (1)$$

где u_m– средняя скорость потока, y,z – координаты точки в сечении канала, H,W – высота и ширина канала.

$$Nu = 4.1 + \frac{0.14 \cdot (D_h / L) \cdot \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr}}{1 + 0.05\left[(D_h / L) \cdot \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr}\right]^{2/3}}, \quad (2)$$

где D_h – эквивалентный диаметр канала, L – длина канала, Re – число Рейнольдса, Pr – число Прандтля.

Число Нуссельта, полученное при решении дифференциальных уравнений, было сопоставлено с эмпирическим выражением (2), рис. 2.Результат показал, что свойства жидкости могут значительно влиять на интенсивность теплообмена в микроканальном радиаторе.

Zhao и Peterson [6] представили аналитическое и численное исследование теплообменных характеристик при вынужденной конвекции в микроканалах. Были изучены влияние соотношения сторон канала и эффективного коэффициента теплопроводности на критерий Нуссельта для радиатора:при увеличении соотношения сторон и уменьшении теплопроводности число Нуссельта возрастает.

Используя воду в качестве рабочей жидкости, в работах [7,8] был исследован теплоперенос в микроканальном радиаторе с помощью трёхмерного численного анализа потока жидкости и теплообмена в прямоугольных микроканалах, основанного на методе конечных разностей. Микроканалы имели ширину 57мкм и длину 180мкм. Было показано, что повышение температуры вдоль оси потока носит линейный характер.

Li и др. [9] исследовали теплообмен деионизированной воды впрямоугольных микроканалах с различным гидравлическим диаметром в диапазоне изменений числа Рейнольдса 300…3500. Радиатор был выполнен из десяти медных микроканалов. Используя стандартный коммерческий численный код, авторы предложили модель для трехмерного сопряженного теплообмена в микроканальном радиаторе с учетом конвекции и теплопроводности в подложке.

Lior [10] представил численное моделирование и экспериментальное исследование микроканального радиатора для охлаждения электронных устройств. Прогнозирование температурного поля в микроканальном радиаторе было выполнено с помощью модуля CFD программного пакета Fluent.

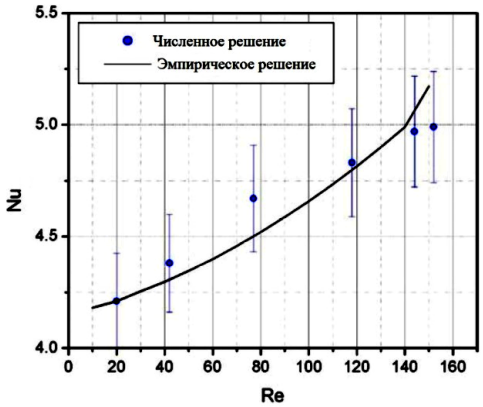

Рис. 2 – Сравнение чисел Нуссельта при моделировании и эмпирическом расчёте

Cheng и др. [11] численно исследовали характеристики потока жидкости и теплообмен при смешанной конвекции в прямоугольном канале с четырьмя тепловыми источниками. Для получения зависимости между давлением и скоростью использовался алгоритм SIMPLEC. Авторы изучали влияние четырех параметров: числа Ричардсона, расположения тепловых источников, высоты канала и угла наклона. Было установлено, что интенсивность конвективного теплообмена определяется не только полями скоростей и температуры, но и синергией между ними.

Lee и др. [12] разработали сопряженную (двумерную для потока жидкости и трехмерную для теплопереноса) модель теплообмена в кремниевом микроканальном радиаторе. Численный код конечных разностей для решения основных уравнений был разработан с использованием алгоритма трехдиагональной матрицы.

IssamMudawar и WeilinQu [13] предложили трёхмерную модель и провели численный анализ процесса теплопереноса и движения жидкости в кремниевом прямоугольном микроканальном радиаторе и дали описание локальных и усредненных значений температуры, теплового потока и числа Нуссельта. Также было рассмотрено влияние числа Рейнольдса и теплопроводности твердого основания на процесс теплопереноса. Основным исследуемым гидродинамическим параметром был коэффициент трения, а характеристикой теплообмена – термические сопротивления на входе и выходе канала. На рисунке 3 приведены сравнения коэффициента трения и термических сопротивлений, полученных численно в данной работе, с экспериментальными данными Kawano и др [14].

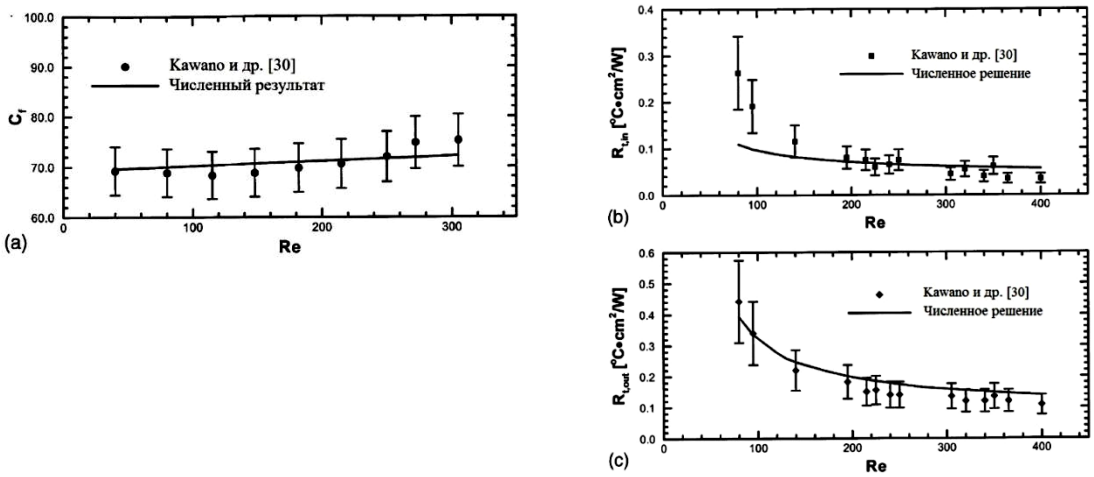

Рис. 3 – Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными Kawano и др. [14] для (a) коэффициента трения, (b) термического сопротивления на входе и (c) на выходе

Lee и др.[12] разработали сопряженную (двумерную для потокажидкости и трехмерную для теплопереноса) модель теплообмена в кремниевом микроканальном радиаторе. Численный код конечныхразностей для решения основних уравнений был разработан с использованием алгоритма трехдиагональной матрицы.

Fedorov и Viskanta [15] предложили трехмерную модель для исследования потока жидкости и сопряженного теплового потока в микроканальном радиаторе.Для решения сопряженной задачи было использовано уравнение Навье-Стокса для движенияне сжимаемого ламінарного потока.

Автором работы [16] впервые реализованы комплексне экспериментальные исследования влияния смачиваемости и шероховатостей микроканальной поверхности на интенсивностьтеплообмена при кипении, а такжеустановлен характер влияния неоднородностей различной природы на двумерные и трёхмерныетемпературные поля в микроканалах различнойгеометрии.

2. Моделирование процессов переноса в микропористых средах. Ferrell и Alleavitch [17] моделировали пористую структуру с помощью частиц Монеля, размещённых на плоской стальной нагреваемой поверхности. Полученная структура имела равномерную пористость, равную ε=0.4, с переменным количеством пор на единицу объёма. Проницаемость колебалась от $10.96\cdot10^{-12}$ м^2 до $411.56\cdot10^{-12}$ м^2. Высота полученной структуры варьировалась от 3.2 мм до 38.1 мм. Пористый депозит был затоплен водяной колонной с постоянной высотой 76.2 мм.

Теоретический анализ процесса кипения в данной пористой структуре основывался на двух положениях: (1) проницаемость пропорциональна гидравлическому давлению структуры и (2) высота капиллярного напора является функцией силы поверхностного натяжения. Хорошее соответствие с экспериментальными данными для обеих вышеупомянутых величин давало возможность предположить, что частицы образуют правильную кубическую форму в пористой структуре. Основываясь на наблюдениях за процессом кипения в структуре, авторы предположили, что проводимость через тонкий слой насыщенной жидкости, находящейся в контакте с поверхностью нагрева, является основным механизмом теплопереноса. Численное решение трёхмерного уравнения теплопроводности было получено с учётом следующих допущений:

1. Теплоперенос осуществляется через тонкий слой жидкостного покрытия погруженной частицы, находящейся в контакте с нагреваемой поверхностью. Толщина этого слоя определяется расположением пор наименьшего диаметра, полученных в результате формирования ряда частиц, прилегающих к нагреваемой поверхности.
2. Вся подводимая теплотарасходуется на испарение жидкости, которое начинается с мениска пор наименьшего диаметра.
3. Межфазная поверхность, на которой происходит испарение, может быть описана кривой одного радиуса.
4. Температура на границе раздела фаз равна температуре насыщения при давлении в структуре.
5. В контакте с нагреваемой поверхностью частицы формируют правильные кубические ячейки.
6. Температура нагреваемой поверхности постоянна для всей поверхности.

В работе не представлено в явном виде уравнение теплопроводности с необходимыми граничными условиями. На основании расчёта была получена следующая зависимость коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = C/D_p \tag{3}$$

Это приводит к линейномуувеличению плотности теплового потока приросте разности температур:

$$q = C \cdot D_p^{-1} \cdot (T_S - T_{sat}) = C \cdot D_p^{-1} \cdot \Delta T_{sl} \tag{4}$$

Moss и Kelly [18] предложили две модели для расчёта толщины парового слоя в фитиле испарителя тепловой трубы.Предполагалось, что паровой слой формируется между поверхностью контакта с пористым слоем и стенкой тепловой трубы. В первой модели изменение давления в жидкостном слое в зоне охлаждения тепловой трубы рассчитывается согласно закону Дарси, предполагая, что теплота, переданная жидкости, расходуется на ее испарение у верхней поверхности слоя. Предполагается, что теплота переносится через паровой слой путём теплопроводности,а перегрев жидкости на межфазной поверхности выше, чем прирост температуры насыщения за счётповышения капиллярного давления. Основываясь на таких предположениях, толщина паровой плёнки определяется из выражения:

$$\delta_g = \delta - \frac{KRT_{sat}^2}{qh_{\lg}p_{sat}}\left(\frac{4\sigma_{\lg}\cos\varphi}{D_p} - \rho_l g L_1 \sin\theta - \frac{q\mu_l L_1 L_2}{h_{\lg}\rho_l K\sigma}\right), \tag{5}$$

где L_1 – длина участка трубки, по которой жидкость движется к испарительной секции, L_2 – длина испарительного участка, φ – угол смачивания и θ – угол наклона трубки к горизонту.

Во второй модели перепад давлений для жидкостного слоя рассчитывается по закону Дарси, как и в предыдущей. Предполагается постоянная толщина паровой плёнки,а пар покидает пористый слой только по краям. Толщина парового слоя измерялась методом нейтронной радиографии. Сравнение экспериментальных данных и результатов моделирования представлены на рисунке 4.Как видно, несмотря на значительные расхождения,вторая модель позволяет получить более качественные представления. Неточность могла быть вызвана сильным упрощением модели теплопереноса в пористой среде, где предполагалось, что вся теплота направлена на испарение плёнки и теплообмен осуществлялся исключительно теплопроводностью без учёта конвективной составляющей.

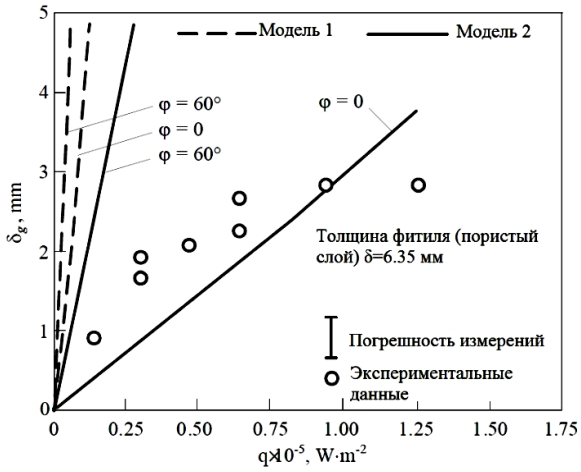

Рис. 4 – Зависимость толщины паровой плёнки от теплового потока

Nishikawa и др. [19] предложили две различные модели кипения в капиллярно-пористых структурах из спечённых порошков. Первая модель основана на анализе парового потока через пористый слой. Предполагается, что пар остаётся в нижней части слоя, который плотно прилегает к нагреваемой поверхности, перегревается и, соответственно, создает перепад давления в слое. Совместное рассмотрение уравненийБерка-Пламмера, описывающего перепад давления в слое, и Клапейронадает

$$q = \sqrt{\frac{4\varepsilon^3 d_{grn}\rho_g^2 h_{\lg}^3}{7(1-\varepsilon)\delta}} \ln\frac{T_s}{T_{sat}} \tag{6}$$

Тепловой поток q, рассчитанный по уравнению (6), имеет величину примерно в сто раз превосходящую экспериментальное значение.

В другой модели, авторы предположили, что из-за малого числа Рэлея свободная конвекция при кипении в пористом слое незначительна. Теплообмен от поверхности нагрева к жидкости происходит за счёт одномерной теплопроводности. Расчёт коэффициента теплопроводности основан на пористости слоя и выполняется по следующей зависимости:

$$\lambda_m = \varepsilon\lambda_1 + (1-\varepsilon)\lambda_s \tag{7}$$

Отсюда, тепловой поток рассчитывается из выражения:

$$q = \lambda_m \delta^{-1}(T_s - T_{sat}) \tag{8}$$

Хотя это выражение имеет довольно простой вид, но оно даётнеплохую оценку зависимости теплового потока на нагреваемой поверхности.Результат хорошо согласуется с экспериментальными данными.

Nakayama и др. [20] представили комплексную модель процесса кипения для пористой поверхности Thermoexcel-E. Этот тип пористой структуры характеризуется малыми открытыми соединениями внутренних каналов, окружённых жидкостью и большим количеством каналов внутри структуры. Данная модель теплообмена соответствует циклическому процессу роста пузырьков и их отрыва. Считается, что теплопередача происходит двумя механизмами: внешняя конвекция и внутреннее испарение жидкостной плёнки. Процесс внешней конвекции происходит за счёт отрыва паровых пузырей и приводит к перемешиванию жидкости. Микрослой жидкости покрывает внутреннюю поверхность канала, испаряется, и теплота парообразования уходит с паровыми пузырьками из структуры через поры. Испарение на внешней поверхности пренебрежительно мало по сравнению с конвекцией внутри канала.

Webb и Haider [21] разработали аналитическую модель теплообмена при кипении для всех типов поверхностей с пористым покрытием, в которых основной геометрической структурой являются подповерхностные туннели. Модель описывает процесс кипения внутри капиллярно-пористой структуры и не содержит экспериментальных констант за исключением постоянной в выражении для определения диаметра пузырька. Ключевое предположение модели заключается в том, что туннель внутри увеличивающегося слоя создаётпоочерёдное поле с жидкостью и паром. Авторы полагают, что полный тепловой поток представляет собой сумму теплового потока, идущего на испарение внутри туннеля, и теплообмена конвекцией и теплопроводностью к однофазной области на внешней (верхней) поверхности.

Zhang и Zhang [22] предоставили теоретическое объяснение зарождения гистерезиса в микропористых поверхностях (капиллярно-пористых структурах). Авторы предположили, что поры имеют форму перевёрнутого конуса, в которых находится остаточное количество пара или инертного газа, котороедо начала кипения не в состоянии покинуть слой, несмотря на значительный перегрев поверхности. Это происходит из-за следующих факторов: статического давления жидкости, высокого сопротивления потока через пористую структуру и капиллярных сил. Увеличение перегрева приводит к аккумуляции большого количества пара в пористом покрытии. Когда давление увеличивается, часть пара выходит из пористого покрытия, что приводит к падению давления в некотором количестве жидкости. В работе изучено влияние смачиваемости, переохлаждения жидкости и структурных параметров пористого покрытия.

Hanlon и Ma [23] выполнили теоретический анализ и экспериментальное исследование с целью определения характера тонкопленочного испарения. Двумерная модель, включающая теплопроводность, капиллярный предел и начало пузырькового кипения, была разработана для прогнозирования общей способности теплопереноса в фитилях спечённой структуры. Численный результат показал, что возможно содействовать испарению тонкой плёнки с поверхности фитиля, выбрав подходящий размер частиц, пористость и толщину. При уменьшении среднего радиуса частицы, коэффициент теплопередачи при испарении может быть увеличен. Кроме того, можно определить оптимальную характерную толщину для обеспечения максимального теплоотвода. Для верификации результатов теоретического анализа было проведено экспериментальное исследование с целью определения характера теплообмена при испарении на верхней поверхности фитиля. Эксперимент показал, что теоретическое прогнозирование показываетдаёт завышенный результат. Однако,качественный анализ позволяет утверждать, что тонкопленочное испарение на верхней поверхности фитиля играет важную роль в теплообмене при испарении. Отсутствие тонкопленочного испарения на поверхности фитиля приводит к значительному снижению возможности теплопереноса. Результаты исследования полезны для оптимизации характеристик теплообмена в спечённых пористых средах тепловых труб и способствуют лучшему пониманию процесса тонкопленочного испарения.

Czikk и O'Neil [24] предложили две различных модели, описывающие кипение на поверхностях с пористыми структурами. Авторы считали, что микропористая поверхность может быть представлена в виде слоя сферических частиц. Именно для такой геометрии капиллярнопористых структур проводились численные эксперименты. Для создания первой модели были сделаны следующие допущения:

– пузырьки пара образуются в свободном пространстве между твёрдыми элементами внутри пористого слоя, а жидкость протекает через те участки, где не происходит парообразования;
– пар образуется из-за испарения жидкости в микрослое, покрытом слоем твёрдыхэлементов;
– общий перегрев жидкости, необходимый для начала испарения, равен сумме перепада температур, вызванных теплопроводностью через плёнку жидкости и равновесного перегрева, являющегося характеристикой межфазной парожидкостной поверхности:

$$\Delta T_{sl} = \Delta T_{sat} + \Delta T_l ; \tag{9}$$

– эффектами, вызванными увеличением плотности паровых зародышей внутри пористого слоя по отношению к гладкой поверхности, падением температуры через слой и конвекцией вне слоя можно пренебречь.

Перегрев, необходимый для возникновения пузыря, рассчитывается по следующей зависимости:

$$\Delta T_{sat} = \frac{2\sigma_{\lg}}{R_p (dp / dT)_{sat}} . \tag{10}$$

Понижение температуры вплёнке жидкости находится из выражения:

$$\Delta T_{l,\min} = \frac{B \cdot q \cdot R_p^2}{\lambda_l} , \tag{11}$$

где геометрический коэффициентB – это структурный параметр пористого слоя, R_p – средний радиус пор, q – плотность теплового потока, подводимого к нагреваемой поверхности.

С помощью нижеприведённого выражения можно определить минимальный перегрев нагреваемой поверхности, необходимый для начала парообразования для заданного диаметра пор и плотности теплового потока:

$$\Delta T_{sl,\min} = 3\left(\frac{\sigma_{\lg}}{R_p (dp/dT)_{sat}}\right)^{2/3}\left(\frac{B \cdot q}{\lambda_l}\right) \tag{12}$$

Максимальное значение коэффициента теплоотдачи для заданного значения плотности теплового потока определяется из выражения:

$$q_{\max} = \frac{q}{\Delta T_{sl,\min}} = \frac{1}{3B^{1/3}}\left[\frac{\lambda_l (dp/dT)_{sat}^2}{\sigma_{\lg}^2}\right]^{1/3} \cdot q^{2/3} . \tag{13}$$

Вторая модель основана на концепции двух термических сопротивлений, однако, влияние свойств пористой среды на испарение жидкостной плёнкиучитывается более точно, чем в первой. Перегрев поверхности нагрева, необходимый для начала кипения, выражается следующим образом:

$$\Delta T_{sl} = T_s - T_{sat} = (T_s - T_{\lg}) + (T_{\lg} - T_{sat}) , \tag{14}$$

где T_{lg} – температура жидкостной плёнки на межфазной поверхности.

Плотность теплового потока описывается выражением:

$$q = \frac{F_l}{F}\left(\frac{\lambda_l}{\delta_l}\right)\left(T_s - T_{\lg}\right) , \tag{15}$$

где F_l – поверхность жидкостногомикрослоя, F – нагреваемая поверхность и δ_l – толщина микрослоя. Конвективная составляющая в жидкости пренебрежительно мала. Также предполагается, что температура пористого покрытия равна температуре нагреваемой поверхности. Для вычисления F_l/F были сделаны следующие допущения:

1. Пористое покрытие состоит из частиц одного диаметра.
2. Капиллярные каналы внутри пористого слоя имеют одинаковые размеры и связаны друг с другом.
3. Размер пор определяется, как диаметр наибольшей сферы, которая может располагаться между частицами.
4. Каждая пора – активный центр зарождения пузырьков.

Объем пористого покрытия определяется как$V = F \cdot \delta$. После подстановки в уравнение (15) получим:

$$T_s - T_{\lg} = \left(\frac{q}{\lambda_l}\right)\left(\frac{\delta_l \cdot V}{\delta \cdot F_l}\right) \tag{16}$$

Разность температур между твёрдой частью и температурой насыщения определяется из уравнения:

$$T_s - T_{sat} = \frac{q}{\lambda_l}\frac{\delta_l \cdot V}{\delta \cdot F_l} + \frac{2\sigma_{\lg}}{R_p (dp/dT)_{sat}}, \quad (17)$$

где выражение $\delta_l V/\delta F_l$может быть определено, если известна форма структуры частиц. Авторы предложили общее выражение для геометрического коэффициентаB, которое подходило бы для всех типов геометрий пористого покрытия:

$$B = \frac{\delta_l \cdot V}{\delta \cdot F_l \cdot R_p^2}. \quad (18)$$

Выражение для разности температур между элементами пористой структуры и температурой насыщения с учётом геометрического коэффициента принимает вид:

$$T_s - T_{sat} = \frac{B \cdot q \cdot R_p^2}{\lambda_l} - \frac{2\sigma_{\lg}}{R_p (dp/dT)_{sat}} \quad (19)$$

Заключение. В работе выполнен детальный обзор существующих подходов к моделированию процессов переноса в микроканалах и микропористых средах. Ввиду перспективности применения микросистем для терморегулирования электроники, внимание многих исследователей направлено на изучение потоков жидкости и теплообмена в микроканалах и микропористых средах. Данные, содержащиеся в литературе, до сих пор не дают однозначных корреляций или информации об оптимальной конструкции микроканалов. Ввиду отсутствия опытных подтверждений нарушения неразрывности потока для микроканалов, анализ, основанный на уравнении Навье – Стокса и законе сохранения энергии, можно считать адекватным при правильном учёте граничных условий. Расхождения между результатами различных исследований объясняются используемыми зависимостями для нахождения теплофизических свойств и спецификой определения граничных условий.

В континуальном приближении возможности интенсификации теплообмена в микроструктурных элементах определяются соотношением безразмерных комплексов, учитывающих физико-химические характеристики материала микроструктуры, теплофизические свойстварабочихтел и гидродинамические особенности потоков.

Литература

1. Kosoy B.V., Numerical Simulation of Two-Phase Flows in Micro-Systems, International Review of Chemical Engineering (I.RE.CH.E.), Vol. 2(2), 310-318(2010).
2. Samalam V.K., Convective heat transfer in microchannels, Journal of Electronic Materials 18(1989)611-617.
3. Iwai H. and Suzuki K., Effect of velocity slop and temperature jump conditions on backward-facing step flow in microchannel, Joint Thermal Engineering Conference (1999) 1-8.
4. Toh K.C., Chen X.Y., Chai J.C., Numerical computation of fluid flow and heat transfer in microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002) 5133-5141.
5. J. Li a, G.P. Peterson, P. Cheng, Three-dimensional analysis of heat transfer in a micro-heat sink with single phase flow, International Journal of Heat and Mass Transfer 47 (2004) 4215–4231.
6. Zhao, X.F. and Peterson, G.P., Effect of thermofluid and geometrical parameters on convection of liquids through rectangular microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1995, 38(4), 755–758.
7. Wu H.,Weilin Qu, Friction factors in smooth trapezoidal silicon microchannels with different aspect ratios, International Journal of Heat and Mass Transfer, 46 (2003) 2519–2525.
8. Kohl, Ryu., Abdel-Khalik, S.I., Jeter, S.M., and Sadowski, D.L., An experimental investigation of microchannel flow with internal pressure measurements, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, Vol. 48, 1518-1533.
9. J. Li, G.P. Peterson, 3-Dimensional numerical optimization of silicon-based high performance parallel microchannel heat sink with liquid flow, International Journal of Heat and Mass Transfer 50 (2007) 2895–2904
10. Lior, H., Ewoldt, R., and Olsen, M.G., Turbulent and transitional velocity measurements in a rectangular microchannel using microscopic particle image velocimetry, Experimental Thermal and Fluid Science, 2005, Vol. 29, 435–446.
11. Judy Cheng ,YalMaynes D. and Webb B.W., Characterization of frictional pressure drop for liquid flows through microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer, 45 (2002) 3477–3489.
12. P. S. Lee, S. V. Garimella, D. Liu, Investigation of heat transfer in rectangular microchannels International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2005), 1688-1704.

13. Weilin Qu, IssamMudawar, Analysis of three-dimensional heat transfer in micro-channel heat sinks, International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002) 3973–3985.
14. K. Kawano, K. Minakami, H. Iwasaki, M. Ishizuka, Micro channel heat exchanger for cooling electrical equipment, Application of Heat Transfer in Equipment (1998) 173– 180.
15. Andrei G. Fedorov, Raymond Viskanta, Three-dimensional conjugate heat transfer in the microchannel heat sink for electronic packaging, International Journal of Heat and Mass Transfer 43 (2000) 399-415.
16. Косой Б.В. Научно-технические основы интенсификации теплообмена в микроструктурных элементах систем терморегулирования. – Рукопись. Диссертация на соискание учёнойстепени докт.техн. наук. – ОНАПТ, Одесса, 2015.
17. Ferrell J.K., AlleavitchJ., Vaporization heat transfer in capillary wick structures, Chemical Engineering Progress Symposium 66 (1970) 82-91.
18. R.A. MossandA.J. Kelly, Neutronradiographic study of limiting planar heat pipe performance, International Journal of Heat and Mass Transfer 13 (1970) 491-502.
19. Nishikawa K., Ito T., Tanaka K., Enhanced heat transfer by nucleate boiling on a sintered metal layer, Heat Transfer – Japanese Research 8 (1979) 65-81.
20. Nakayama W., Daikoku T., Kuwahara H., Nakajima T., Dynamic model of enhanced boiling heat transfer, International Journal of Heat and Mass Transfer 102 (1980) 445-456.
21. Webb R.L., Haider I., An analytical model for nucleate boiling on enhanced surfaces, Pool and External Boiling (1992) 345-360.
22. Zhang H., Zhang Y., Hysteresis characteristic of boiling heat transfer from powder – Porous surface, Advanced In Phase Change Heat Transfer (1988) 98-103.
23. M. A. Hanlon, H. B. Ma, Evaporation Heat Transfer in Sintered Porous Media, Journal of Heat Transfer 125 (2003) 644-652.
24. Czikk A. M., O'Neill P. S., Correlation of Nucleate Boiling from Porous Metal Films, Advances in Enhanced Heat Transfer (1979) 53-60.