

Л.Л. Васильев, А.С. Журавлёв, А.В. Шаповалов

Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАН Беларуси, Минск, Беларусь

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ФАЗОВЫХ ПЕРЕХОДАХ ЖИДКОСТИ В МИНИ-КАНАЛАХ С ПОРИСТЫМ ПОКРЫТИЕМ ТЕПЛОАГРУЖЕННОЙ СТЕНКИ

АННОТАЦИЯ

Представлены результаты исследования теплообмена при кипении и испарении сжиженного пропана на одиночных горизонтальных трубах (гладких и с пористым покрытием). Получены данные на затопленной и частично затопленной трубе с пористым покрытием в большом объеме и в условиях ограниченного пространства (в кольцевых мини-каналах шириной от 0,1 до 2 мм). При парообразовании в пористом покрытии трубы, помещенной в цилиндр с образованием коаксиального мини-канала, имели место особенности микро- и минимасштабных эффектов теплообмена. По данным экспериментов, при тепловых нагрузках менее 50 кВт/м^2 наличие кольцевого мини-канала способствует повышению интенсивности теплообмена до 2,5-3 раза по сравнению с процессом в большом объеме.

1. ВВЕДЕНИЕ

Развитие микроэлектроники и оптоэлектроники характеризуется повышением эффективности устройств в сочетании с миниатюризацией (высокой плотностью компоновки). В результате растут как удельная мощность, так и уровень тепловыделения, который в ближайшем будущем, по прогнозам, достигнет 1000 Вт/см^2 . Столь высокие плотности теплового потока являются серьезной проблемой для регулирования температурных режимов, обуславливающих безотказную работу электронных устройств.

Важнейшей характеристикой любого способа охлаждения является его эффективность. Методы терморегулирования подразделяются на активные и пассивные, прямые и непрямые, с использованием одно- либо двухфазного потока. Для работы активных систем необходим источник энергии, они обеспечивают эффективное охлаждение и, что важно, позволяют поддерживать в устройстве температуру ниже температуры окружающей среды. В условиях лимитированного пространства модульных конструкций использование активного охлаждения бывает невозможным, в то время как устройства для отвода тепла в системах пассивного охлаждения могут быть встроенными в электронную сборку [1, 2], поэтому проблемы создания пассивных методов весьма актуальны.

Применительно к современным электронным сборкам, которые становятся все более компактными и мощными, возможности традиционных методов отвода тепловой энергии близки к пределу. Для отвода тепла в стесненных условиях успешно применяются тепловые трубы, которые являются наилуч-

шей альтернативой жидкостному охлаждению. Системы на тепловых трубах, заправленных водой, могут передавать тепловые потоки свыше 350 Вт/м^2 [3].

Много исследовательских работ связано с изучением теплообмена в потоке жидкости и двухфазном потоке в микромасштабных объектах, результаты важны для разработки миниатюрных устройств. Экспериментальные исследования особенностей теплообмена при парообразовании в мини/микромасштабных системах (тонкие капиллярные покрытия поверхностей тепловыделяющих объектов) при тепловых нагрузках 10^2 - 10^5 Вт/м^2 проводятся в Институте тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск [4, 5]. Главной целью этих работ является повышение эффективности охлаждения компонентов электроники. Тепловыделяющий объект охлаждается жидкостью, испаряющейся внутри пористой структуры, и вынужденной конвекцией двухфазного потока в кольцевом мини-канале. В результате создаются предпосылки создания современной эффективной технологии охлаждения, сочетающей элементы как пассивного, так и активного способов, использование его для отвода высоких тепловых нагрузок с больших поверхностей. Исследования направлены на развитие такой теплообменной техники, как тепловые трубы и оросительные охлаждающие устройства.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД

Исследования проводились на специально созданном экспериментальном стенде (рис. 1), основными элементами которого являются рабочий сосуд, помещенный в теплоизолированную камеру с термостатирующим жидкостным контуром, холодильные машины, термостаты. Исследуемые образцы представляли собой медную трубу ($D=20 \text{ мм}$, $L=100 \text{ мм}$) с медным же спеченным покрытием (пористость $\sim 50\%$, диаметр частиц 63-100 мкм, средний диаметр частиц 82 мкм, средний гидравлический диаметр пор 24,5 мкм, толщина пористого слоя 0,3-0,8 мм), расположенную горизонтально. Тепловой поток подводился с помощью электронагревателя, питающегося от стабилизированного источника постоянного тока.

В качестве рабочей жидкости был выбран пропан (R290), обладающий хорошими термодинамическими характеристиками, невысокой стоимостью, химической совместимостью с конструкционными материалами.

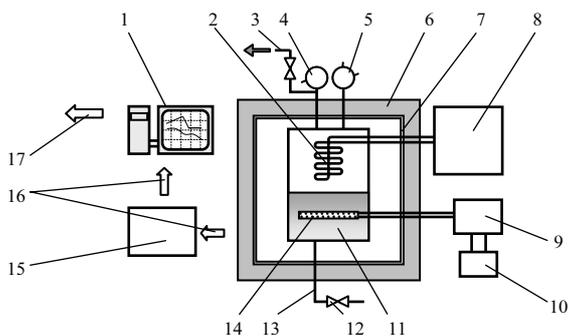


Рис. 1. Схема экспериментального стенда: 1 – ПЭВМ, 2 – конденсатор, 3 – система вакуумирования, 4 – вакуумметр, 5 – манометр, 6 – термостатируемая камера, 7 – жидкостный контур, 8 – холодильная машина, 9 – источник тока, 10 – ваттметр, 11 – рабочий сосуд, 12 – вентиль, 13 – система заправки, 14 – исследуемый образец, 15 – измерительный блок, 16, 17 – информация

Эксперименты выполнялись при температуре насыщения $T_n = 20^\circ\text{C}$ ($p_n = 8,4$ бар). Для предотвращения теплообмена с окружающей средой внутри термостатируемой камеры поддерживалась такая же температура. Измерения выполнялись в установившемся режиме медь-константановыми термопарами, сигналы от датчиков передавались в измерительный комплекс и персональный компьютер. Предварительно были проведены эксперименты по кипению на гладких трубах из меди и нержавеющей стали.

С целью сравнения гидродинамики в объеме жидкости и в условиях мини-канала образец помещался внутри стеклянного цилиндра (из набора цилиндров разных диаметров) с образованием коаксиального зазора $0,1-1,8$ мм (рис. 2). Прозрачный материал внешнего цилиндра позволял производить визуальные наблюдения, видео- и фотосъемку процесса. Для оценки степени влияния конвекции жидкости на двухфазный теплообмен в мини-каналах с пористой стенкой, определения роли гравитации и капиллярных сил уровень жидкости h относительно нижней образующей трубы изменялся от 75 до 5 мм.

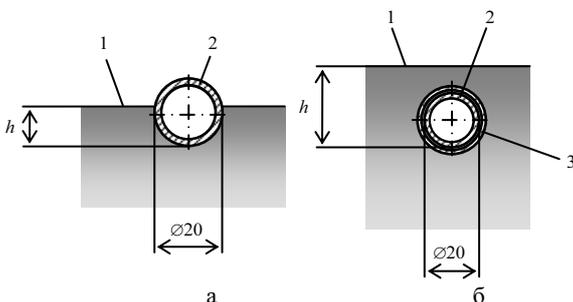


Рис. 2. Поперечное сечение рабочего участка, образец в объеме жидкости (а) и внутри прозрачного цилиндра (б): 1 – поверхность жидкости, 2 – опытный образец, 3 – стеклянный цилиндр, h – уровень жидкости.

В условиях кольцевого мини-канала наиболее интенсивный теплообмен был отмечен при ширине зазора между поверхностью образца и цилиндром, близкой к величине капиллярной постоянной κ :

$$\kappa = [2\sigma / (\rho_{ж} - \rho_{п}) g]^{1/2}, \quad (1)$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения, $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, $\rho_{п}$ – плотность пара, g – гравитационная постоянная. Для пропана при $T_n = 20^\circ\text{C}$ капиллярная постоянная $\kappa \sim 1,8$ мм.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

3.1. Теплообмен в объеме жидкости

Горизонтальная теплоотдающая труба помещалась в объем жидкости. Коэффициент теплообмена определялся как

$$\alpha = q / \Delta T = q / (T_T - T_{ж}), \quad T_{ж} = T_n. \quad (2)$$

Данные экспериментов представлены на рис. 3. В случае частичного затопления образца в некотором диапазоне h средние по поверхности коэффициенты теплообмена были не выше, чем на образце, затопленном полностью. Слой жидкости над трубой является причиной дополнительных гидравлического и термического сопротивлений. При низких тепловых нагрузках влияние высоты этого слоя начинало проявляться при $h < 22$ мм. В области величин q менее 100 кВт/м² понижение уровня жидкости на четверть диаметра трубы способствовало росту интенсивности теплообмена. Измерения перегревов поверхности ΔT показали, что их значения на незатопленной части трубы ниже, здесь теплообмен происходит интенсивнее.

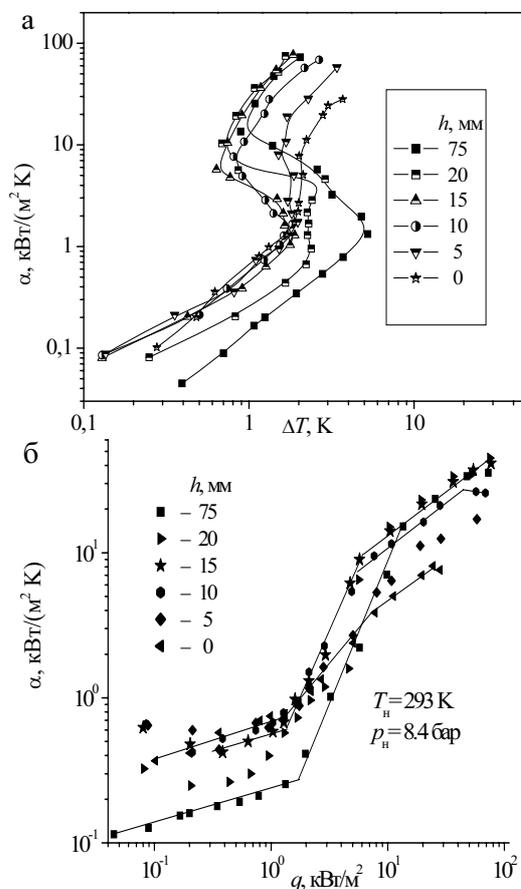


Рис. 3. Зависимость коэффициентов теплообмена от перепада температур ΔT (а) и плотности теплового потока q (б) при разных уровнях жидкости

3.2. Эффект тепловых микротрубок

Фитиль из спеченного порошка представляет собой систему открытых микро- и макропор (рис. 4). По микропорам жидкость подводится к местам парообразования, макропоры служат каналами эвакуации пара, который образуется на поверхностях менисков в устьях микропор. Толщина пленки жидкости в зоне I соизмерима с размером молекул, здесь условия для образования пара неблагоприятны. В зоне III из-за большой толщины пленки ее термическое сопротивление выше, чем в зоне II, где имеет место наиболее интенсивное парообразование. Вследствие большого числа таких менисков в пористом слое суммарная площадь испарения очень велика.

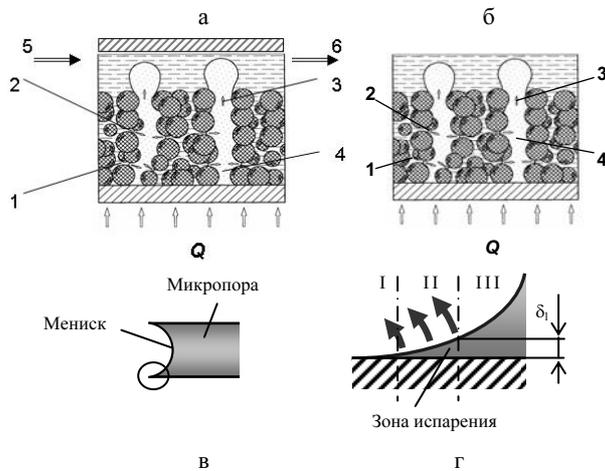


Рис. 4. Пористая структура из спеченного металлического порошка: а) в мини-канале, б) в объеме жидкости, в) устье микропоры с мениском, г) элемент мениска, 1 – микропора, 2 – мениск, 3 – пар, 4 – макропора, 5, 6 – поток жидкости и двухфазный поток в мини-канале

Двухфазный теплообмен в таком пористом теле подобен процессу в тепловой микротрубке (рис. 5). В объеме жидкости имеет место явление закрытой тепловой микротрубки (рис. 5, а), в незатопленной зоне частично погруженного в жидкость образца – тепловой микротрубки открытого типа (рис. 5, б).

Количество центров парообразования (криволинейных поверхностей менисков) увеличивается пропорционально росту плотности теплового потока. В диапазоне тепловых нагрузок $q=0,1-1,5 \text{ кВт/м}^2$, когда жидкость была залита до верхней образующей образца ($h=20 \text{ мм}$), отмечалась интенсификация теплообмена в 1,5 раза. При высоте $h=15 \text{ мм}$ коэффициенты теплоотдачи возрастали в 2,5-3 раза по сравнению с полностью затопленным образцом. Снижение величины h до 10 мм (образец затоплен наполовину) приводил при $q > 1,5-2 \text{ кВт/м}^2$ к уменьшению интенсивности теплообмена.

При парообразовании в таком пористом теле имеются два ограничения повышению интенсивности теплообмена: гидродинамическая способность капилляров прокачивать жидкость и конечное число центров парообразования (криволинейных менисков в устьях микропор).

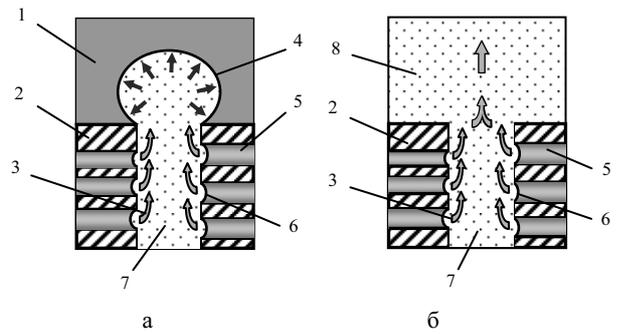


Рис. 5. Явление тепловых микротрубок закрытого (а) и открытого (б) типов в пористой покрытии: 1 – объем жидкости, 2 – пористое тело, 3 – выходящий пар, 4 – зона конденсации, 5 – заполненная жидкостью микропора, 6 – мениск, 7 – макропора, 8 – паровое пространство.

Капиллярный напор в микроканалах зависит от кривизны менисков. При достижении определенной величины q_{max} в результате изменения кривизны центры парообразования на незатопленной части поверхности не получают достаточного количества жидкости, на поверхности появляются «сухие пятна», которые затем распространяются на всю незатопленную поверхность.

Данные для различных условий процесса при уровне жидкости $h=75 \text{ мм}$ представлены на рис. 6. При тепловых нагрузках до $q=100 \text{ кВт/м}^2$ эффективность теплоотдачи на пористом образце в 6-8 раз выше, чем при кипении на гладкой трубе.

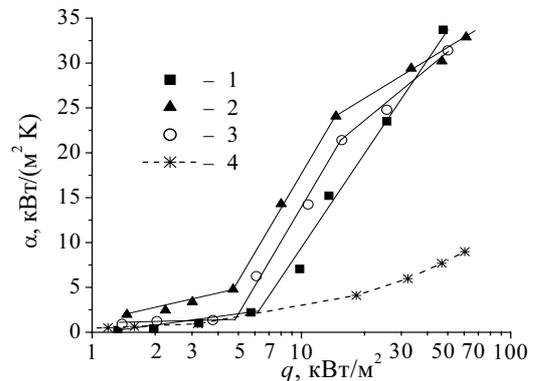


Рис. 6. Данные по теплообмену на горизонтальной трубе ($h=75 \text{ мм}$): 1-3 – пористая труба, 1 – в объеме жидкости, 2 – в кольцевом мини-канале, 3 – между вертикальными пластинами (боковые мини-зазоры), 4 – гладкая труба в объеме жидкости

3.3. Теплообмен при испарении в кольцевом мини-канале

Для классификации понятий макро- и мини-масштабов предложен критерий, основанный на эффекте «стесненности» пузырька в канале [6]:

$$D_{пр} = [4\sigma/g \cdot (\rho_{ж} - \rho_{п})]^{1/2} \quad (3)$$

При гидравлическом диаметре, меньшем порогового значения $D_{пр}$, физические законы макромасштаба не применимы для описания характера потока. В мини-каналах гидравлический диаметр менее 3 мм, в микроканалах – не более 200 мкм. В наших экспериментах образец устанавливался коаксиально в цилиндре с мини-зазором 0,8-1,8 мм и имели ме-

сто особенности теплообмена как микро- (явление тепловых микротрубок внутри пористой структуры), так и мини-масштабов (конвекция Марангони в кольцевом мини-канале). Визуальные наблюдения показали сложный характер движения потока в кольцевом мини-канале. Пузырьки выполняли роль микронасоса, вынуждающего двигаться пар и жидкость не только перпендикулярно теплоотдающей поверхности, но и вдоль оси трубы. На фотографии (рис. 7) видно, что паровые пузыри вытянуты в направлении движения.

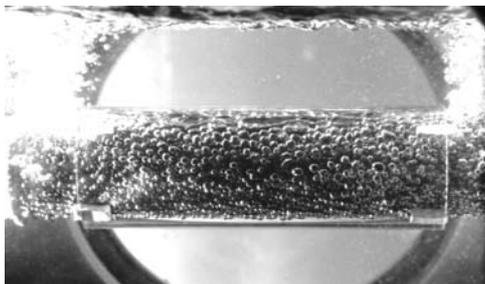


Рис. 7. Визуальная картина процесса в условиях кольцевого мини-канала, $q = 34 \text{ кВт/м}^2$

При тепловых нагрузках до 100 кВт/м^2 вынужденная конвекция в кольцевом мини-канале наряду с эффектом тепловых микротрубок в пористом теле благоприятствовала теплообмену, в этих условиях коэффициенты теплоотдачи были в 10 раз выше, чем при кипении на гладкой трубе в большом объеме, рис. 8.

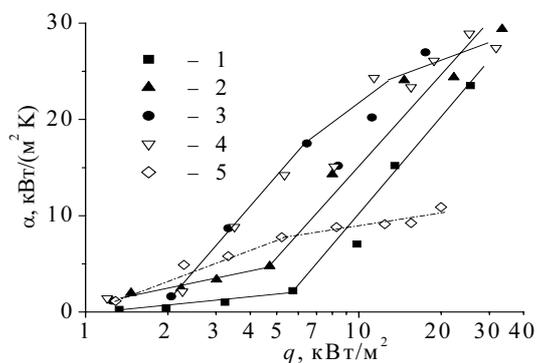


Рис. 8. Интенсивность теплообмена на пористой трубе в большом объеме и в кольцевом мини-канале при разных уровнях жидкости: 1 – большой объем, $h = 75 \text{ мм}$, 2-5 – кольцевой мини-канал, 2 – 75; 3 – 20; 4 – 15; 5 – 10 мм

Для поддержания стабильного процесса парообразования было достаточно минимального перегрева поверхности теплообмена. Изменения плотности теплового потока не приводили к изменению температурных напоров, следовательно, плотность центров парообразования по поверхности теплообмена автоматически росла с повышением тепловой нагрузки. Наличие кольцевого мини-канала способствовало значительному (в 2,5-3 раза) росту интенсивности теплообмена по сравнению с процессом в большом объеме. Понижение уровня жидкости на четверть диаметра образца ($h = 15 \text{ мм}$) при наличии кольцевого мини-канала сопровождалось ростом среднего по поверхности коэффициента теплоотда-

чи. Дальнейшее снижение уровня жидкости приводило к уменьшению интенсивности теплообмена.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При испарении жидкости в пористой структуре, спеченной из медного порошка, явление тепловых микротрубок способствует повышению коэффициентов теплообмена в 8-10 раз по сравнению с кипением на гладкой трубе в большом объеме. Наличие микромасштабного эффекта увеличивает эффективность охлаждающей системы при более высокой степени ее компактности.

Двухфазный теплообмен в кольцевом мини-зазоре в сочетании с устойчивым процессом парообразования в порах покрытия теплоотдающей трубы создают условия для возникновения конвекции Марангони без приложения дополнительной энергии, что способствует повышению интенсивности теплообмена.

Совокупность явления тепловых микротрубок внутри пористой структуры и вынужденного двухфазного конвективного потока в кольцевом мини-канале можно рассматривать как эффективный механизм, применимый в современных системах охлаждения компонентов электроники.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

- g – гравитационная постоянная, м/с^2 ;
- h – высота, мм ;
- p – давление, бар ;
- Q – тепловой поток, Вт ;
- q – плотность теплового потока, Вт/м^2 ;
- T – температура, К , $^{\circ}\text{C}$;
- α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- δ – толщина, мм ;
- k – капиллярная постоянная, мм ;
- σ – коэффициент поверхностного натяжения, н/м ;
- ρ – плотность, кг/м^3 ;
- Индексы:
- ж – жидкость;
- н – насыщение;
- п – пар;
- пр – пороговый;
- т – труба.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Vasiliev L., Vasiliev L. Jr. Sorption heat pipe – a new thermal control device for space and ground application // Int. J. Heat Mass Transfer. 2005. Vol. 48. P. 2464-2472.
2. Vasiliev L. Heat pipes in modern heat exchangers // Applied Thermal Engineering. 2005. Vol. 25. P. 1-19.
3. Genert N.J., Toth J., Hartenstine J. 100 W/cm^2 and higher heat flux dissipation using heat pipes, heat pipe theory and applications // Proceedings of the 13th International Heat Pipe Conference, Shanghai, China, 2004. P. 460-465.
4. Васильев Л.Л., Хроленок В.В., Журавлёв А.С. Теплообмен при кипении пропана в большом объеме на поверхности трубы // Тр. 2-й Росс. нац. конф. по теплообмену, Москва, Россия, 1998. Т. 4. С. 53-56.
5. Vasiliev L., Zhuravlyov A., Shapovalov A., Litvinenko V. Vaporization heat transfer in porous wicks of evaporators // Archives of Thermodynamics. 2004. Vol. 25. N 3. P. 47-59.
6. Kew P.A., Cornwell K. Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels // Applied Thermal Engineering. 1997. Vol. 17. P. 705-715.