

при пузырьковом кипении жидкостей в каналах // Теплоэнергетика. – 2004. – № 3. – С. 72 – 77.

2. *Нигматулин Б.И., Мелихов О.И., Соловьёв С.Л.* Состояние и развитие отечественных системных теплогидравлических кодов для моделирования аварийных и нестационарных процессов на АЭС с ВВЭР // Теплоэнергетика. – 2001. – № 3. – С. 17 – 20.

3. *Бобков В.П., Смогалева И.П.* О точности описания различными кодами критических тепловых потоков в пучках стержней // Теплоэнергетика. – 2001 – № 3. – С. 21 – 28.

4. *Castellana F.S., Adams W.T., Casterline J.E.* Single-phase subchannel mixing in a simulated nuclear fuel assembly // Nucl. eng. and des. – 1974. – V. 26, № 2. – P.242 – 249.

5. *Тарасова Н.В., Орлов В.М.* Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при поверхностном кипении воды в кольцевых каналах. – В кн.: Конвективная теплопередача в двухфазном и однофазном потоке. – М.: Энергия. 1964. – С.162 – 187.

6. *Трещев Г.Г.* Число центров парообразования при поверхностном кипении. – В кн.: Конвективная теплопередача в двухфазном и однофазном потоке. – М.: Энергия, 1964. – С.118 – 129.

7. *Истинные объёмные паросодержания при течении пароводяной смеси в каналах различной формы/ Отчёт инв. № Б029812. ЭНИН, науч. рук. Миропольский Э.Л., – М.: 1969. – 189 с.*

8. *Чернобай В.А.* О начале пузырькового кипения при вынужденном движении жидкости/ Рукопись деп. в ВИНТИ, №2998-71 Деп. – К.: 1971. – 8 с.

9. *Брантов И.Г.* Истинное объёмное паросодержание и кризис теплообмена в трубах. – Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук – М.: МЭИ, 1975. – 23 с.

10. *Теплообмен и гидравлическое сопротивление в пучках ТВЕЛ кассет ВВЭР / Отчёт арх. № 8433. – М.: ВТИ, 1970. – 46 с.*

11. *Барулин Ю.Л., Коньков А.С., Леонтьев А.И., Тарасова Н.В.* Экспериментальное исследование теплообмена и гидравлического сопротивления на моделях тепловыделяющих сборок реактора ВВЭР. – В кн. Проблемы создания и эксплуатации электростанций. – Труды ВТИ. – 1977. – Т.11. – С.214 – 220.

12. *Шенк Х.* Теория инженерного эксперимента. – М.: Мир, 1972. – 381 с.

*Получено 15.08.2008 г.*

УДК 536.24

**ВАСИЛЬЕВ Л.Л.,  
ЖУРАВЛЁВ А.С., ШАПОВАЛОВ А.В.**

*Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАН Беларуси*

## ТЕПЛООБМЕН ПРИ ПАРООБРАЗОВАНИИ В ПОРИСТОЙ ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩЕЙ СТЕНКЕ КОЛЬЦЕВОГО МИНИ-КАНАЛА

Наведено результати експериментального дослідження теплообміну при випаровуванні пропану у простому покритті горизонтальної труби та при її обтіканні двофазним потоком за умов кільцевого міні-зазору шириною до 2 мм.

Представлены результаты экспериментального исследования теплообмена при испарении пропана в пористой покрытии горизонтальной трубы и при ее обтекании двухфазным потоком в условиях кольцевого мини-зазора шириной до 2 мм.

We present the results of experimental investigation of heat transfer at propane evaporation in the porous coating of a horizontal pipe and at its flow about with a two-phase mixture under conditions of annular mini-gap of width up to 2 mm.

$D$  – диаметр;  
 $F$  – коэффициент;  
 $g$  – гравитационная постоянная;  
 $h$  – высота уровня жидкости (глубина погружения);  
 $p$  – давление;  
 $Q$  – тепловой поток;  
 $q$  – плотность теплового потока;  
 $S$  – коэффициент;  
 $T$  – температура;  
 $\Delta T$  – разность температур;  
 $\alpha$  – коэффициент теплообмена;  
 $\delta$  – толщина пленки жидкости;

$\kappa$  – капиллярная постоянная;  
 $\rho$  – плотность;  
 $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения.

#### Индексы:

$ж$  – жидкость;  
 $и$  – исправительный;  
 $к$  – конвективный;  
 $н$  – насыщение;  
 $о$  – окружающее пространство;  
 $п$  – пар;  
 $пов$  – поверхность;  
 $пр$  – пороговый.

## 1. Введение

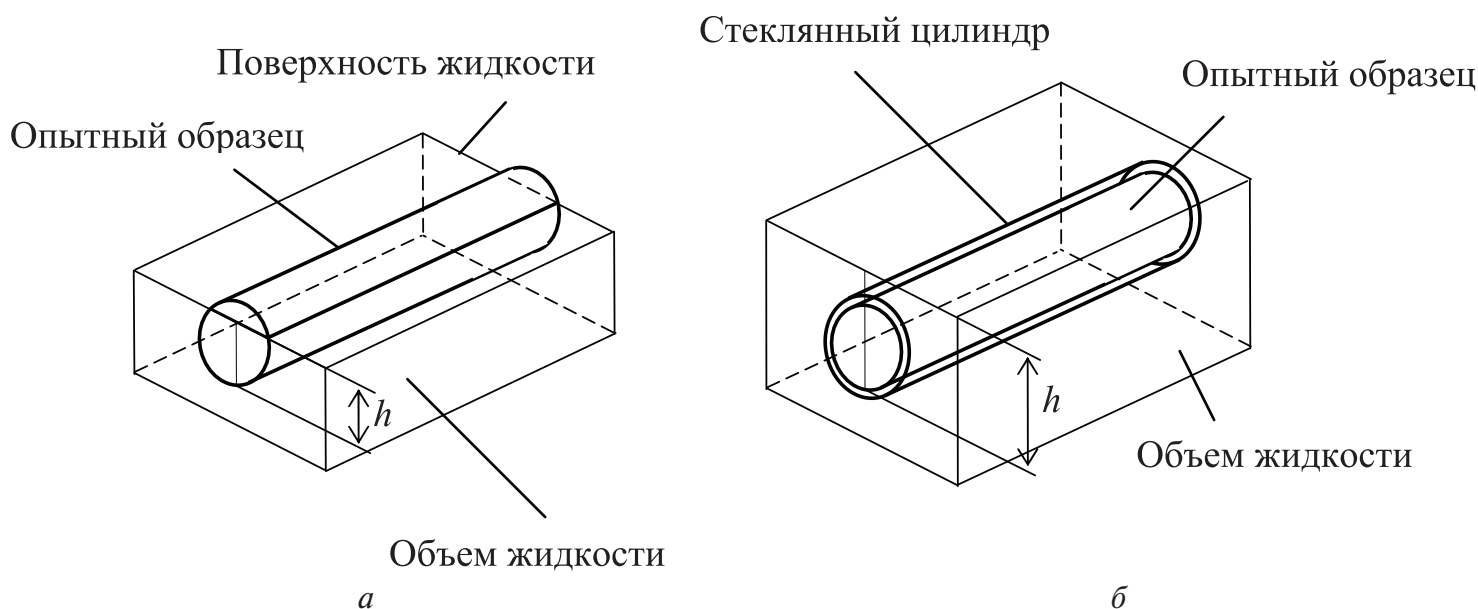
Явление фазовых переходов широко используется в теплообменной аппаратуре различного назначения. Теплообмен при испарении и кипении реализуется в энергетических установках, холодильной технике, химическом оборудовании, объектах электроники. В частности, данный процесс находит применение в испарителях адсорбционных тепловых насосов. Ввиду актуальности проблем энергосбережения и экологии, эти тепловые машины весьма перспективны, поэтому в последние годы интенсивно ведутся работы по созданию некомпессионных тепловых насосов. Такие устройства могут использовать окружающую (водные бассейны, грунт) и сбросную низкопотенциальную теплоту, они отличаются низким потреблением энергии, бесшумностью работы, экологической безопасностью и другими достоинствами. Создание неэлектрических тепловых машин, работающих без вредных выбросов, составляет важное направление в развитии энергетики, поэтому вопросам исследования и проектирования адсорбционных тепловых насосов уделяется большое внимание. Следует отметить, что адсорбционный тепловой насос является уникальным устройством, позволяющим использовать альтернативные источники энергии для производства теплоты и холода без потребления электроэнергии. Проблемы, связанные с разработкой адсорбционных тепловых насосов, активно изучаются в странах с высоким уровнем развития науки и техники [1-4].

Испарительные теплообменники применяют-

ся также в промышленном производстве сжиженного природного газа, охлаждение которого обеспечивается кипением углеводородов или их смесей в межтрубном пространстве теплообменников-испарителей. При регазификации также реализуется процесс испарения. Сжижение и регазификация природного газа требуют больших затрат энергии и значительных расходов на эксплуатацию установок, в связи с чем актуальной проблемой является поиск путей повышения эффективности теплообменного оборудования.

Развитие микроэлектроники и оптоэлектроники характеризуется повышением эффективности устройств в сочетании с миниатюризацией (высокой плотностью компоновки). В условиях лимитированного пространства модульных конструкций использование активного охлаждения бывает невозможным, в то время как устройства для отвода теплоты в системах пассивного охлаждения могут быть встроенными в электронную сборку [5, 6], поэтому проблемы создания пассивных методов весьма актуальны. Для отвода теплоты в стесненных условиях успешно применяются тепловые трубы – двухфазные теплопередающие устройства с испарителем, транспортной зоной и конденсатором, которые являются альтернативой жидкостному охлаждению.

Много исследовательских работ связано с изучением теплообмена в потоке жидкости и двухфазном потоке в микромасштабных объектах, результаты важны при разработке миниатюрных теплоотводящих устройств. В Институте тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, проводятся экспериментальные иссле-



**Рис. 1. Опытный образец: а – погруженный в объем жидкости на глубину  $h$ , б – размещенный в прозрачном цилиндре.**

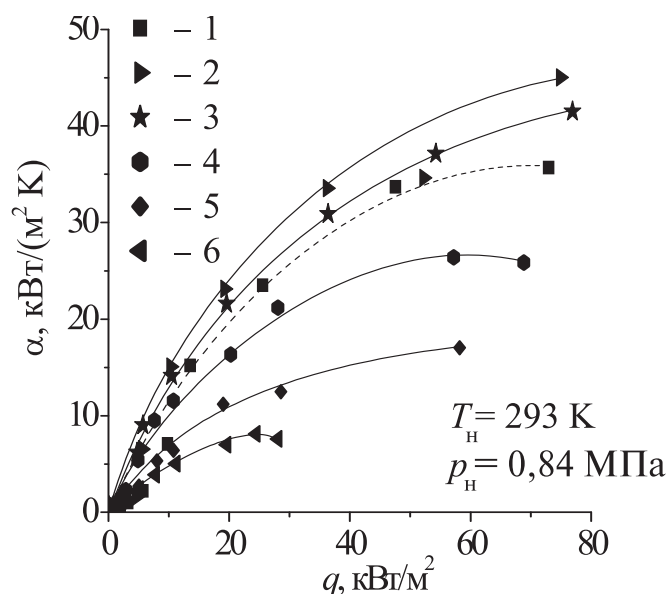
дования особенностей теплообмена в тонких капиллярных покрытиях поверхностей тепловыделяющих объектов.

## 2. Эксперимент и результаты

Эксперименты выполняются на стенде, в состав которого входят герметичная рабочая камера, стабилизированный источник питания, холодильные машины и термостат, системы вакуумирования и заправки камеры рабочей жидкостью, измерительный комплекс. Опытными образцами являются расположенные горизонтально медные цилиндры диаметром 20 мм и длиной 100 мм, покрытые пористым слоем. Тепловой поток к поверхности теплообмена подводится с помощью электронагревателя. В верхней части рабочей камеры расположен конденсатор. Для предотвращения теплообмена между рабочей камерой и окружающей средой камера помещена в теплоизолированный бокс, в котором с помощью жидкостного контура поддерживается требуемая температура, равная температуре в рабочей камере. Результаты измерений фиксируются в установленном режиме. Предварительно была проведена серия экспериментов на гладких образцах из меди и нержавеющей стали [7], полученные данные хорошо согласуются с данными других

авторов, что говорит о достоверности получаемых результатов.

Исследования, выполненные на поверхностях с разными параметрами пористого покрытия, показали, что наилучшими теплообменными характеристиками обладает образец с покрытием толщиной 0,3 мм, спеченный из частиц диаметром 63...100 мкм, со средним гидравлическим диаметром пор 24,5 мкм и пористостью ~50%. В данной статье представлены результаты экспериментов, в которых этот образец полностью или частично, на глубину  $h$  (рис. 1), погружался в пропан (R290), выбранный в качестве рабочей жидкости ввиду его хороших термодинамических характеристик, совместимости с конструкционными материалами, безопасности для окружающей среды и ряда других свойств. Образец устанавливался внутри стеклянного цилиндра с образованием коаксиального щелевого зазора – кольцевого мини-канала (рис. 1). В этом случае теплоотдающая поверхность охлаждалась 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. Эксперименты проводились при дав-



**Рис. 2. Коэффициенты теплоотдачи при испарении в пористом покрытии поверхности горизонтального цилиндра при разных уровнях жидкости  $h$ : 1-6 —  $h = 70, 20, 15, 10, 5, 0$  мм соответственно.**

лении насыщения  $p_n = 0,84$  МПа ( $T_n = 20$  °С) в диапазоне тепловых нагрузок  $10^2 \dots 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>, прозрачный материал наружного цилиндра позволял визуально наблюдать процесс и производить фото- и видеосъемку.

При размещении исследуемого образца в цилиндре в процессе теплообмена имеют место особенности как микро- (внутри пористого слоя), так и мини-масштаба (в узком коаксиальном зазоре между теплоотдающей поверхностью и наружным цилиндром). Ширина кольцевого мини-канала устанавливалась близкой к величине капиллярной постоянной  $\kappa$

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

В этом случае существенное влияние на процесс теплообмена оказывают капиллярные силы.

### 2.1. Теплообмен в большом объеме жидкости

Эксперименты на гладких поверхностях и образцах с пористым покрытием показали, что наибольший вклад в теплообмен вносит процесс парообразования внутри пористой структуры. При тепловых нагрузках до  $q = 100$  кВт/м<sup>2</sup> ин-

тенсивность теплоотдачи при испарении в спеченном из металлического порошка покрытии в 6...8 раз выше, чем при кипении жидкости на гладкой поверхности [7]. Для изучения особенностей теплообмена в пористом теле были проведены эксперименты при разных уровнях жидкости. Расположенный горизонтально образец с пористым покрытием погружался на глубину от 70 до 5 мм от нижней образующей цилиндра (рис. 1). Коэффициент теплоотдачи вычислялся как

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

Полученные результаты представлены на рис. 2.

При умеренных тепловых нагрузках и увеличении плотности теплового потока перепад температур  $\Delta T = T_{пов} - T_{ж\infty}$  оставался постоянным. При частичном погружении образца ( $h = 15, 10$  и  $5$  мм) интенсивность теплообмена была близкой к теплообменным характеристикам фитилей тепловых труб и выше, чем на полностью погруженных в объем жидкости цилиндрах ( $h = 70$  и  $20$  мм), вследствие того, что столб жидкости вызывает дополнительное гидравлическое сопротивление выходу образующегося пара. При низких тепловых потоках влияние высоты уровня жидкости  $h$  относительно образца было существенным при  $h < 22$  мм (2 мм над верхней образующей). Понижение  $h$  на четверть диаметра цилиндра при низких и умеренных тепловых нагрузках ( $q < 100$  кВт/м<sup>2</sup>) способствовало росту среднего по поверхности коэффициента теплоотдачи. Измерения температурных перепадов  $\Delta T = T_{пов} - T_o$  между теплоотдающей поверхностью и окружающим пространством (жидкостью либо паром) в разных зонах пористой поверхности цилиндра показало, что это связано с повышением интенсивности теплообмена на незатопленной части образца, поскольку там наблюдалось снижение температурного перепада  $\Delta T$ . Следовательно, на данной части поверхности образца более благоприятные условия для испарительного теплообмена, что можно объяснить следующим образом. В пористом покрытии, спеченном из металлического порошка, происходит не кипение, а испарение жидкости, которая под-

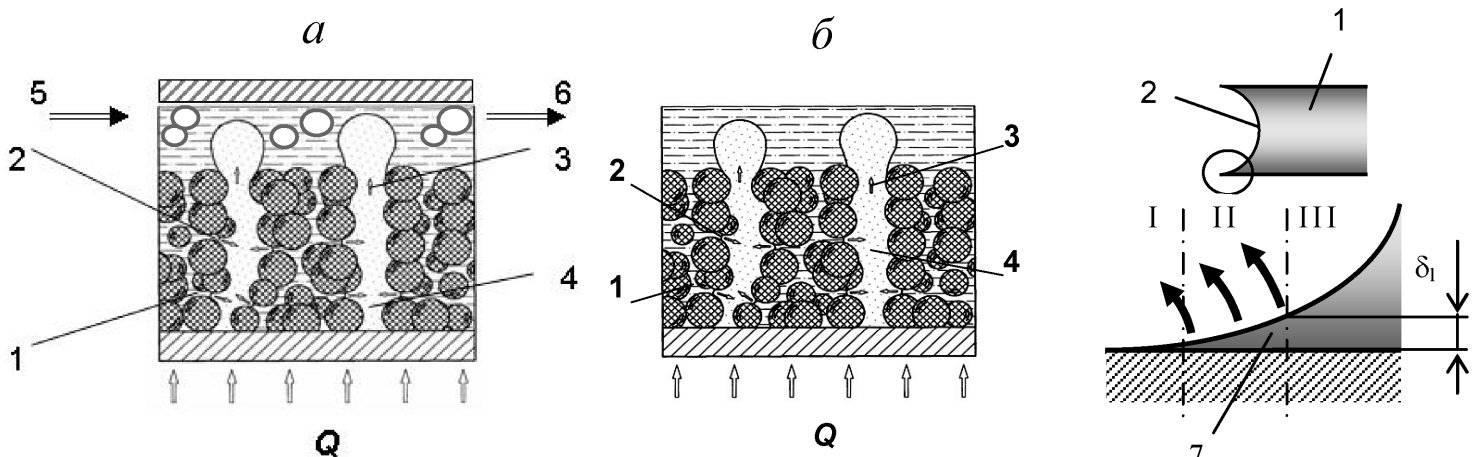


Рис. 3. Элемент поверхности со спеченным порошковым покрытием в мини-канале (а) и объеме жидкости (б): 1 – микропора, 2 – мениск, 3 – макропора, 4 – паровой пузырек, 5 – поток жидкости в мини-канале, б – двухфазный поток в мини-канале, 7 – зона испарения,  $Q$  – тепловой поток.

водится к местам парообразования под действием капиллярных сил. На незатопленной части поверхности условия гидродинамики для выхода пара через макропоры более благоприятны, чем на поверхности, погруженной в жидкость.

### 2.2. Парообразование в пористом теле

Спеченное порошковое покрытие может быть рассмотрено как система открытых микро- и макропор (рис. 3). 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. Двухфазный теплообмен в таком пористом теле подобен процессу в тепловой микротрубке: в объеме жидкости имеет место явление закрытой тепловой микротрубки с зонами испарения и конденсации; в незатопленной зоне частично погруженного в жидкость образца – тепловой микротрубки открытого типа.

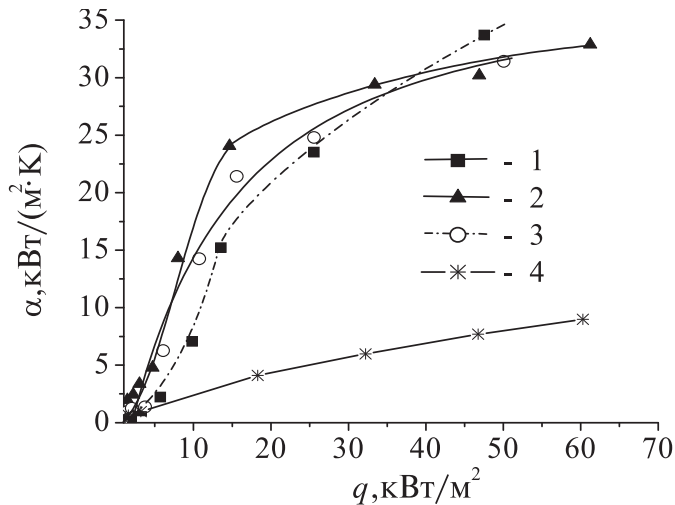
На рис. 4 приведены данные, полученные при фиксированной высоте уровня жидкости

$h = 75$  мм в разных условиях: 1 – пористый образец расположен горизонтально в объеме жидкости, 2 – между двумя вертикальными пластинами с боковыми зазорами  $\sim 2$  мм, 3 – коаксиально внутри стеклянного цилиндра с кольцевым мини-каналом  $\sim 2$  мм, 4 – гладкий образец (без пористого покрытия) расположен горизонтально в объеме жидкости.

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). Капиллярный напор в микроканалах зависит от кривизны менисков. При достижении определенной величины  $q'$  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, интенсивность теплообмена снижается.

### 2.3. Теплообмен при испарении в кольцевом мини-канале с пористой стенкой

Приближенный физический критерий, предложенный для определения порогового диаметра  $D_{пр}$  при переходе от макро- к микромасштабным



**Рис. 4. Коэффициенты теплообмена при высоте уровня жидкости  $h = 75$  мм над нижней образующей: 1-3 – образец с пористым покрытием, 1 – в объеме жидкости, 2 – с кольцевым мини-каналом, 3 – с боковыми зазорами, 4 – гладкий образец в объеме жидкости.**

явлениям, связан с эффектом стесненности парового пузырька в канале [8]:

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

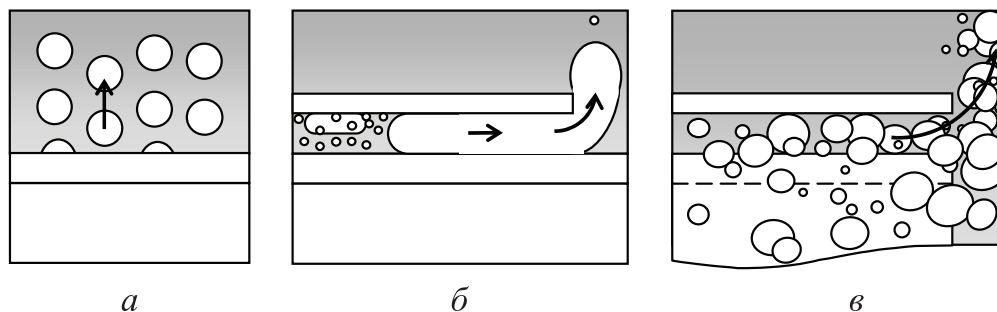
В системах с гидравлическим диаметром, меньшим чем  $D_{пр}$ , имеют место специфические закономерности, отличные от действующих в макросистемах. Как правило, гидравлический диаметр не превышает 3 мм для мини-каналов и менее 200 мкм для микроканалов [9]. В наших экспериментах образец располагался внутри стеклянных цилиндров (рис. 1) с разными внутренними диаметрами с кольцевыми мини-каналами 0,8...1,8 мм. Визуальные наблюдения процесса показали, что движение жидкости и паровых пузырьков внутри кольцевого мини-ка-

нала носит сложный характер. Двухфазный поток направлен не только перпендикулярно к поверхности теплообмена, но и вдоль оси образца, рис. 5, 6. К коэффициенту испарительного теплообмена добавляется коэффициент конвективного теплообмена, как в случаях потока кипящей жидкости через узкий канал или трубу малого диаметра, рассматриваемых авторами [10]:

$$\alpha_{полн} = S\alpha_{и} + F\alpha_{к}, \quad (4)$$

где коэффициенты  $S$  и  $F$  учитывают влияние скорости парового потока на вынужденную конвекцию и паросодержания на теплообмен.

Пористая поверхность взаимодействует с индуцированным паровыми пузырьками потоком жидкости в кольцевом мини-канале и содействует генерации этих пузырьков. В узком пространстве мини-канала происходит активное перемешивание нагретой жидкости растущими паровыми пузырями, для устойчивого режима их образования в устьях микропор требуются минимальные перегревы теплоотдающей поверхности и пористого покрытия. В порах покрытия имеют место микромасштабные процессы, характерные для тепловых микротрубок. Геометрия кольцевых мини-каналов создает условия для явлений мини-масштаба. Такая двухфазная теплообменная система является очень эффективной, повышение тепловой нагрузки в определенном диапазоне не сопровождается ростом перепада температур, количество генерируемых на единице поверхности пузырей увеличивается. Средние коэффициенты теплоотдачи у образца внутри стеклянного цилиндра были выше, чем в объеме жидкости и при размещении образца между вертикальными пластинами. Важно отметить, что положительный эффект достигается без актив-



**Рис. 5. Движение пузырьков пара в объеме жидкости (а) и кольцевом мини-канале (б, в),  $q_6 < q_в$ .**

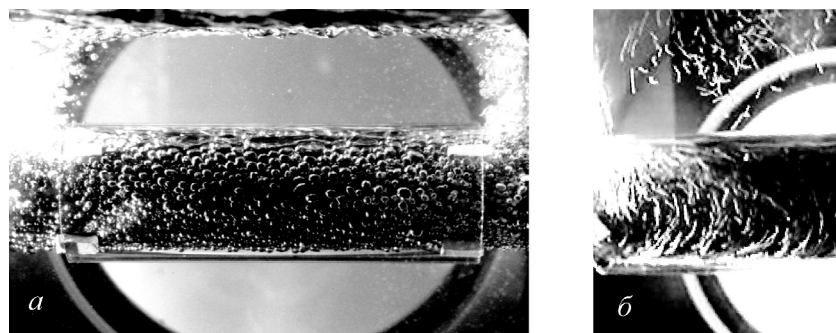


Рис. 6. Визуальная картина процесса в кольцевом мини-канале,  $q=34 \text{ кВт/м}^2$ :  
а – стоп-кадр, б – динамика движения паровых пузырьков.

ного регулирования или управления потоком в системе.

Таким образом, интенсивность теплообмена при умеренных плотностях теплового потока в кольцевом мини-канале выше, чем на том же образце в объеме жидкости. Однако в нашем случае вынужденная конвекция вызвана не механическим прокачиванием жидкости, роль микронасоса выполняют пузырьки пара, вынуждающие жидкую и паровую фазы перемещаться к выходу из кольцевого мини-канала. При высоких тепловых нагрузках из-за большого количества образующегося пара возникают трудности с его эвакуацией из кольцевого мини-канала, что

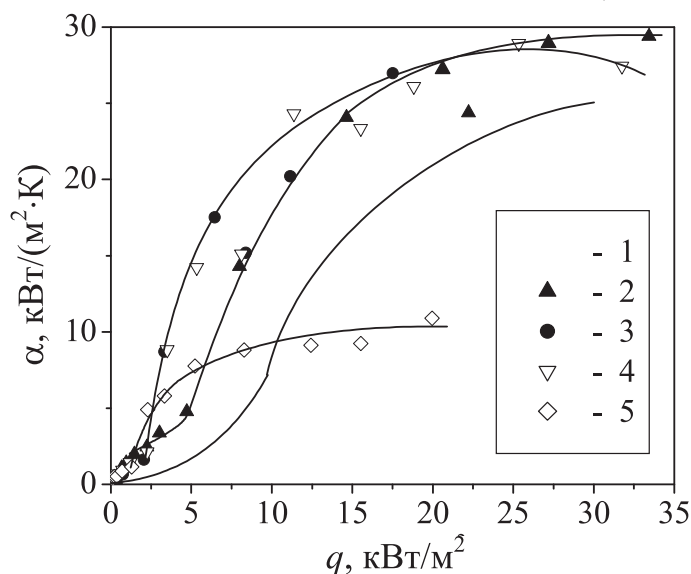


Рис. 7. Интенсивность теплообмена в кольцевом мини-канале при разных уровнях жидкости:  
1 – в объеме жидкости, 2-5 – в кольцевом мини-канале,  $h = 75, 20, 15$  и  $10 \text{ мм}$  соответственно.

ограничивает рост интенсивности теплообмена как в условиях большого объема, так и в стесненных условиях. Интенсивность теплообмена зависит от уровня жидкости внутри стеклянного цилиндра (рис. 7).

Уменьшение высоты уровня жидкости  $h$  в условиях кольцевого мини-канала на четверть диаметра образца способствовало повышению средних по поверхности коэффициентов теплообмена, при этом было отмечено снижение перегревов незатопленной части поверхности. При дальнейшем понижении уровня жидкости система капилляров пористого покрытия не обеспечивала достаточного количества жидкой фазы к местам парообразования, что приводило к уменьшению интенсивности теплообмена.

## Выводы

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

2. Наличие кольцевого мини-канала способствует существенному (в 2,5...3 раза) росту интенсивности теплообмена по сравнению с процессом в большом объеме жидкости.

3. Совокупность тепловых микротрубок внутри пористой структуры и вынужденного двухфазного конвективного потока в кольцевом мини-канале можно рассматривать как эффективный механизм, применимый в испаритель-

ных теплообменных системах: системах охлаждения компонентов электроники, испарителях адсорбционных тепловых насосов и т.д.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Nakoryakov V.E., Bufetov N.S., Grigorieva N.I., Dekhtyar R.A.* The effect of surfactant on absorption under conditions of heat pumps and refrigerators // Proc. of the Conf. "VI Minsk Int. Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators". – Minsk. – 2005. – P. 320–327.
2. *Vasiliev L.L., Mishkinis D.A., Antukh A.A., Kulakov A.G., Vasiliev L.L. Jr.* Resorption heat pump // Applied Thermal Engineering. – 2004. – Vol. 24. – P. 1893–1903.
3. *Fujioka K., Hatanaka K., Hirata Y.* Composite reactants of calcium chloride combined with functional carbon materials for chemical heat pumps // Proc. of the Conf. "VI Minsk Int. Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators". – Minsk. – 2005. – P. 306–315.
4. *Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A.* Possibilities of implementation of absorption heat pump in realization of the Clausius-Rankine Cycle in geothermal power station // Proc. of the Conf. "VI Minsk Int. Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators". – Minsk. – 2005. – P. 184–191.

5. *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.

6. *Vasiliev L.* Heat pipes in modern heat exchangers // Applied Thermal Engineering. – 2005. – Vol. 25. – P. 1–19.

7. *Vasiliev L., Zhuravlyov A., Novikov M., Vasiliev L., Jr.* Heat transfer with propane evaporation from a porous wick of heat pipe // J. Porous Media. – 2001. – Vol. 4, No. 2. – P. 103–111.

8. *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.

9. *Thome J.R., Ribatski G.* State-of-the-art of two-phase flow and flow boiling heat transfer and pressure drop of CO<sub>2</sub> in macro- and micro-channels // Refrigeration. – 2005. – Vol. 28. – P. 1149–1168.

10. *Mikielewicz D., Mikielewicz J., Biaias-Tasmar J., Klugmann M.* A semi-empirical method for calculation of flow boiling heat transfer coefficients for conventional channels and small diameter tubes, Proc. of the XIth International Symposium "Heat Transfer and Renewable Sources of Energy" HTRSE-2006. – Szczecin – Mikdzyzdroje, Poland. – 2006. – P. 591–598.

Получено 19.08.2008 г.

УДК 536.423.4

**БЕЗРОДНИЙ М.К., ГОЛИЯД М.Н.,  
БАРАБАШ П.О., ДЕЙНЕКО А.И.**

*Национальный технический университет Украины "Киевский политехнический институт"*

## ТЕПЛООБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ДВИЖУЩЕГОСЯ ПАРА В ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБАХ

Проведено теоретичне та експериментальне дослідження процесу конденсації рухомої пари в горизонтальних трубах. У випадку турбулентного парового ядра та ламінарної плівки конденсату запропоновано теоретичну залежність, яка має кількісну розбіжність з експериментальними даними для R-22,

Проведены теоретическое и экспериментальное исследования процесса конденсации движущегося пара в горизонтальных трубах. В случае турбулентного парового ядра и ламинарной пленки конденсата предложена теоретическая зависимость, которая имеет количественное расхождение с экспе-

It is carried out theoretical and experimental investigations of process of condensation moving pair in horizontal pipes. In case of a turbulent steam kernel and a laminar film of a condensate theoretical dependence is offered, which has a quantitative divergence with experimental data for R-22 not exceeding (16...20) %. In