

КРИЗИС ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ ПАРООБРАЗОВАНИИ В КАПИЛЛЯРНО-ПОРИСТОМ ПОКРЫТИИ ТЕПЛООБМЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ИСПАРИТЕЛЯ

А. В. ШАПОВАЛОВ

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Введение

В настоящее время приобретают актуальность работы по изучению теплообмена и гидродинамических течений двухфазных потоков в мини- и микроканалах [1]. Это обусловлено необходимостью совершенствования систем жидкостного охлаждения элементов микроэлектроники и оптоэлектроники, мобильных устройств водородной энергетики, парокompрессионных и адсорбционных тепловых насосов, холодильных машин, систем производства сжиженных газов.

Все чаще при проектировании таких устройств используют высокоэффективные теплопередающие устройства – тепловые трубы и термосифоны, в которых поверхности теплообмена испарителей оснащены мини-ребрами, микроканавками или капиллярно-пористыми покрытиями.

Одними из перспективных капиллярно-пористых покрытий теплоотдающей поверхности на данный момент признаны спеченные высокотеплопроводные порошковые капиллярно-пористые структуры.

К основным достоинствам таких структур относят технологичность изготовления, высокие прочностные свойства, относительно невысокую стоимость, хорошее сочетание капиллярных свойств и высокой эффективной теплопроводности, возможность варьирования в широких пределах структурных параметров [2], [3].

Важным вопросом при проектировании компактных испарителей с капиллярно-пористыми покрытиями является определение предельных режимов работы устройства при больших тепловых потоках, подводимых к поверхности. При таких условиях наблюдается интенсивное парообразование внутри капиллярно-пористого слоя с формированием прослойки пара внутри покрытия и вытеснением жидкости за пределы слоя. Появление «внутрислойного» кризиса теплоотдачи способствует резкому перегреву и в некоторых случаях – механической деформации и разрушению теплоотдающей поверхности.

В открытой печати опубликованы экспериментальные результаты исследования кризиса процесса теплообмена при кипении на поверхностях, покрытых капиллярно-пористыми структурами. Общеизвестными являются работы Б. А. Афанасьева [4], проводившего исследования на сеточных капиллярно-пористых структурах, А. А. Шаповала, исследовавшего металловолоконистые капиллярно-пористые структуры [5], С. А. Ковалева [6], изучавшего процесс теплообмена в медных спеченных капиллярно-пористых структурах.

К сожалению, систематические исследования этих явлений проводились авторами для условий свободного объема, т. е. таких условий эксперимента, когда нагреваемая теплоотдающая поверхность находится в объеме жидкости, неограниченном стенками. В связи с этим разработанную модель процесса [6] невозможно применить к «стесненным» условиям кипения в щелевых и мини-канальных системах, характерных для работы современных компактных испарителей.

Экспериментальных работ по исследованию гидродинамического кризиса теплоотдачи в мини-канальных системах с нагреваемой медной спеченной капиллярно-пористой стенкой автором статьи найдено не было.

Таким образом, целью работы является разработка метода расчета предельных тепловых нагрузок при парообразовании в медном спеченном капиллярно-пористом покрытии теплоотдающей поверхности в условиях мини-канальной системы, на основе результатов экспериментального исследования процесса теплообмена.

Описание методики и объекта исследования

Исследования процесса теплообмена при парообразовании в горизонтальных кольцевых мини-каналах с обогреваемой капиллярно-пористой стенкой проводились на экспериментальной установке для изучения характеристик фазовых переходов рабочих жидкостей на гладких и развитых поверхностях.

Подробно описание экспериментальной установки и методики проведения экспериментальных исследований изложено в [7], [8].

Экспериментальные образцы представляли собой горизонтальные испарительные элементы, которые состояли из цилиндрических медных обогреваемых труб с нанесенным медным спеченным порошковым капиллярно-пористым покрытием. Толщина пористого покрытия составляла 0,3; 0,6 и 0,8 мм.

Условия кольцевого мини-канала моделировались при помощи стеклянных труб, внутри которых крепились горизонтальные трубы с пористым покрытием. Схема кольцевого мини-канала представлена на рис. 1. Длина труб – 100 мм. Диаметр труб – $d_n = 20$ мм. Использовались стеклянные трубы различных диаметров для изменения ширины кольцевого зазора между внутренней стенкой стеклянной трубки и наружной границей капиллярно-пористого покрытия. Ширина кольцевого зазора мини-каналов $\delta_{з.к.с}$ изменялась от 0,4 до 3 мм.

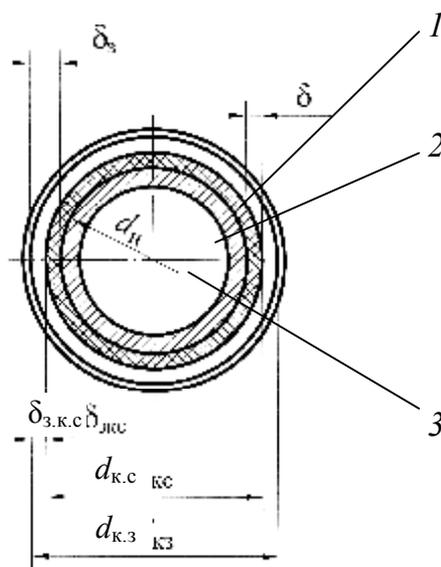


Рис. 1. Геометрические параметры кольцевого мини-канала:

1 – прозрачная наружная стенка; 2 – капиллярно-пористое покрытие гладкой трубы 3

В качестве модельной жидкости для экспериментов был выбран сжиженный пропан, так как он обладает хорошей смачиваемостью с медной пористой поверхностью и большой удельной теплотой парообразования. Испарительные элементы полностью погружались в объем пропана. Эксперименты были проведены при температуре, соответствующей температуре насыщения 23 °С ($p_s = 9,12$ бар). Плотность теплового потока, подводимая к испарительному элементу, изменялась в пределах 0,1–90 кВт/м².

Результаты экспериментов

Установлено, что при парообразовании в узких щелевых каналах с обогреваемой пористой поверхностью существовало несколько характерных режимов парообразования – режим одиночных пузырей, снарядный и эмульсионный режимы.

Режим одиночных пузырей наблюдался в пределах изменения подводимой тепловой нагрузки $0,03 < q < 0,5$ кВт/м² для толщины пористого слоя 0,3 мм; $0,03 < q < 0,4$ кВт/м² для толщины покрытия 0,6 мм; $0,03 < q < 0,2$ кВт/м² для $\delta = 0,8$ мм. Снарядный режим проявлялся при относительно низких тепловых потоках: $q \sim 2$ кВт/м² для $\delta = 0,3$ мм; $q \sim 1$ кВт/м² для $\delta = 0,6$ мм; $q \sim 0,7$ кВт/м² для $\delta = 0,8$ мм. При достижении определенной нагрузки ($q > 10$ кВт/м² для $\delta = 0,3$ мм; $q > 6$ кВт/м² для $\delta = 0,6$ мм; $q > 2$ кВт/м² для $\delta = 0,8$ мм) происходила реализация эмульсионного режима парообразования, который характеризовался устойчивым существованием в зазоре парожидкостной смеси, периодически обновляемой жидкостью из внешнего объема.

Опытные характеристики, полученные для мини-каналов с пористым покрытием толщиной 0,8 мм, представлены на рис. 2.

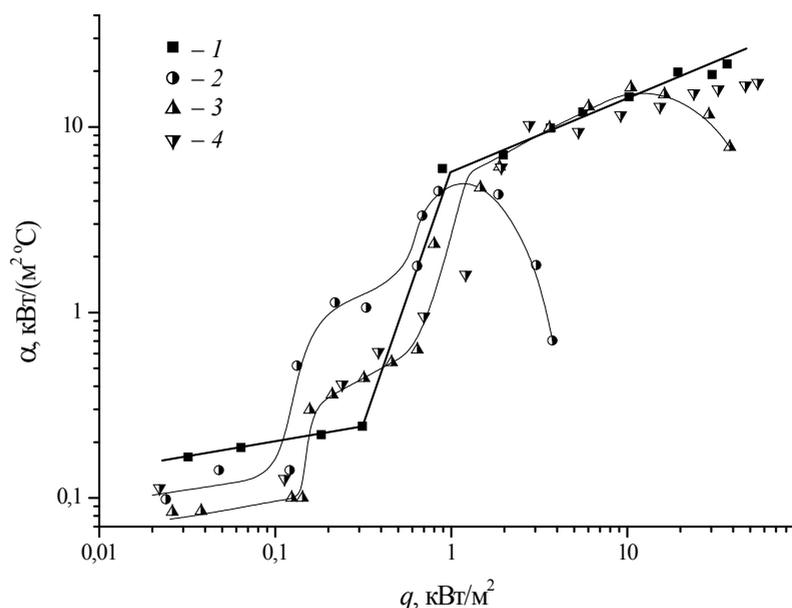


Рис. 2. Результаты экспериментов при парообразовании в кольцевом мини-канале с пористым покрытием толщиной 0,8 мм: 1 – свободный объем; 2 – ширина кольцевого зазора $\delta_{з.к.с} = 0,45$ мм; 3 – $\delta_{з.к.с} = 1,15$ мм; 4 – $\delta_{з.к.с} = 1,75$ мм

Для режима одиночных пузырей и эмульсионного режима было зафиксировано повышение коэффициентов теплоотдачи в 2–3 раза по сравнению с α большого объема.

Условия кольцевого зазора, при которых отсутствовал унос нагретой жидкости в ядро холодного потока, способствовали капиллярной подаче перегретой жидкости в область парообразования пористой структуры, что являлось причиной более раннего появления первых центров парообразования на внешней границе пористого покрытия. При скольжении парового пузыря вдоль щелевого канала активировались дополнительные центры испарения внутри макропор пористого тела, о чем свидетельствовало появление множества малых пузырьков за скользящей паровой полостью. Интенсивная турбулизация микропенки паровыми зародышами на внешней поверхности капиллярно-пористой структуры приводило к ее локальному разрушению и появлению новых паровых конгломератов.

В области тепловых потоков $q > 5$ кВт/м² щелевые зазоры оказывались практически полностью заполненными паровой фазой. При удалении пара в щель поступала жидкость, которая мгновенно вскипала. Происходило укрупнение мелких паровых пузырей, слияние их между собой в паровые полости, заполняющие щелевой зазор в процессе удаление парожидкостной смеси.

Дальнейшее повышение подводимой тепловой нагрузки приводило к значительному росту температуры на верхней и боковых образующих теплоотдающей поверхности. По медленному росту температур стенки в условиях постоянного подводимого теплового потока фиксировалось наступление «внутрислойного» кризиса теплоотдачи.

Метод определения кризиса теплоотдачи при парообразовании в кольцевых мини-каналах с пористой стенкой

При определении критических тепловых потоков, соответствующих кризису теплоотдачи, использовалась гидродинамическая теория кризисов теплообмена при кипении С. С. Кутателадзе [9], [10] и методика обобщения экспериментальных результатов при кипении в плоских горизонтальных щелях Г. Ф. Смирнова и А. Л. Кобы [11], [12].

Авторы [9], [10] исследовали устойчивость режимов парожидкостных систем на примере работы горизонтального дырчатого листа, через который пар барботирует в слой жидкости. При определенной скорости барботаж через микропористую поверхность жидкость оттеснялась от этой поверхности, отделяясь слоем пара. Такая модель аналогична возникновению пленочного кипения на плоской горизонтальной поверхности.

Для этого режима рассматривались условия устойчивого существования слоя пара, отделяющего горизонтальную микропористую поверхность от взвешенного над ней слоя жидкости.

Согласно [9], [10] переход от пузырькового кипения к пленочному осуществляется в момент, когда кинетическая энергия потока пара E , вдуваемого через пронизываемую стенку, превысит значение работы Π_1 архимедовой силы, действующей на взвешенный слой жидкости со стороны прослойки пара:

$$E \geq k_1^2 \Pi_1. \quad (1)$$

$$\frac{w_g^2 \rho_g}{2} \geq k_1^2 \sqrt{g(\rho_l - \rho_g) \sigma}, \quad (2)$$

где w_g – скорость пара; k_1 – критерий Кутателадзе; g – ускорение свободного падения; ρ_l – плотность жидкости; ρ_g – плотность пара; σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости.

Из уравнения (2) критическая плотность теплового потока при кипении в большом объеме на гладкой поверхности:

$$q_{кр0} = k_1 r \sqrt{\rho_g^4 \sqrt{g(\rho_l - \rho_g) \sigma}}. \quad (3)$$

Авторы [11], [12] предполагают, что при кипении теплоносителя в плоских горизонтальных щелях или в условиях, когда отвод паровой фазы от поверхности теплообмена существенно затруднен, работа, необходимая для образования на стенке устойчивой паровой пленки, будет меньше на величину, пропорциональную работе по преодолению сил трения при отводе паровой фазы от поверхности тепловыделения. То есть при кипении в условиях стесненного отвода паровой фазы гидродинамический кризис теплообмена определяется соотношением

$$E \geq k_1^2 \Pi_1 - k_2 \Pi_2. \quad (4)$$

$$\frac{w_g^2 \rho_g}{2} \geq k_1^2 \sqrt{g(\rho_l - \rho_g) \sigma} - k_2 \Delta p_\tau, \quad (5)$$

где k_2 – эмпирический коэффициент, характерный для процессов парообразования в гладких щелевых мини-каналах; Δp_τ – сопротивление трения при движении парожидкостной смеси через мини-канал.

Исследовав процессы парообразования в горизонтальных плоских щелях, авторы [11], [12] на основе уравнений (4)–(5) предлагают модифицированное соотношение гидродинамической теории кризисов теплообмена при кипении теплоносителя в стесненных условиях, удовлетворительно описывающее опытные данные:

$$\frac{q_{кр}}{q_{кр0}} = \frac{1}{\sqrt{1 + k_2 \frac{\rho_g}{\rho_l} \left(\frac{l}{b}\right)^3}}, \quad (6)$$

где l , b – длина и ширина мини-канала.

Согласно работе [6] кризис кипения на пористой структуре, как и на гладкой поверхности, имеет гидродинамическую природу. Однако существенно различаются условия формирования потоков пара, выходящего в пристенный слой. При кипении на гладкой поверхности образующийся пар поднимается в виде столбиков радиусом $\lambda_T/4$ (согласно теории Н. Зубера), располагающихся в вершинах квадрата со стороной, равной критической длине волны Тейлора (λ_T). В случае пористой поверхности центрами парообразования являются крупные поры; неустойчивость Тейлора не является определяющей при формировании столбиков пара. В этом заключается основное отличие от кипения на гладкой поверхности.

Поскольку радиус пор обычно меньше $\lambda_T/4$, то возрастает скорость пара в восходящих струйках и, как следствие, должна измениться константа пропорциональности в уравнении (1) между кинетической энергией потока пара от пористой поверхности и работой Π_1 архимедовой силы.

Константу k_1 можно пересчитать через критическую скорость выхода паровой фазы за пределы капиллярно-пористого покрытия:

$$w_{g*} = \frac{q_0}{r\rho_g}, \quad (7)$$

где q_0 – критическая плотность теплового потока, соответствующая гидродинамическому кризису теплоотдачи на поверхности пористого тела, определенная С. Л. Соловьевым [6].

$$q_0 = \Pi r \sqrt{\frac{2\sigma\rho_l\rho_g}{\pi(\rho_l + \rho_g)R_{\max}}} (1 - \varphi(R_\delta)), \quad (8)$$

где Π – пористость покрытия; r – удельная теплота парообразования; R_{\max} – пробойный радиус поры; $(1 - \varphi(R_\delta))$ – доля пор, служащая для удаления пара при парообразовании в капиллярно-пористом покрытии.

Рекомендации по определению множителя $(1 - \varphi(R_\delta))$ даны в [6]:

$$\begin{cases} (1 - \varphi(R_\delta)) = 0,12 & \text{при } \Pi < 0,26; \\ (1 - \varphi(R_\delta)) = 0,65 \Pi^{1,28} & \text{при } 0,26 \leq \Pi \leq 0,48; \\ (1 - \varphi(R_\delta)) = 0,25 & \text{при } \Pi > 0,48. \end{cases} \quad (9)$$

Константа С. С. Кутателадзе, пересчитанная для условий парообразования в момент кризиса теплоотдачи на поверхности капиллярно-пористого тела, может быть определена:

$$k_{1*} = \frac{w_{g*} \sqrt{\rho_g}}{\sqrt[4]{g(\rho_l - \rho_g)\sigma}} = \frac{q_0}{r \sqrt{\rho_g} \sqrt[4]{g(\rho_l - \rho_g)\sigma}}. \quad (10)$$

Используя теорию гидродинамического кризиса теплоотдачи в стесненных условиях, предложенную Г. Ф. Смирновым [11], [12], можно записать:

$$E \geq k_{1*}^2 \Pi_1 - k_{2*}^2 \Pi_{2*} \quad \text{или} \quad \frac{w_{g*}^2 \rho_g}{2} \geq k_{1*}^2 \sqrt{g(\rho_l - \rho_g)\sigma} - k_{2*} \Delta p_{T*}, \quad (11)$$

где Π_{2*} – величина, пропорциональная работе по преодолению сил трения при отводе парожидкостной смеси от пористой поверхности тепловыделения за пределы мини-канала.

Сопротивление трения при движении парожидкостной смеси через мини-канал, образованный нагреваемой пористой и гладкой стенками, может быть определено:

$$\Delta p_T \sim \rho_l \frac{l}{(d_{\text{э.гл}} - 2\delta)} w_0^2 = \rho_l \frac{l}{(d_{\text{э.гл}} - 2\delta)} \frac{q^2}{r^2 \rho_l^2} \left(\frac{l}{d_{\text{э.гл}} - 2\delta} \right)^2 = \rho_l \frac{q^2}{r^2 \rho_l^2} \left(\frac{l}{d_{\text{э.гл}} - 2\delta} \right)^3, \quad (12)$$

где $d_{\text{э.гл}}$ – эквивалентный диаметр кольцевого зазора мини-канала, определенный по диаметрам гладких стенок: $d_{\text{э.гл}} = d_{\text{к.з}} - d_{\text{н}}$.

Итоговое соотношение по определению гидродинамического кризиса теплоотдачи в кольцевом мини-канале с пористой стенкой будет иметь вид:

$$q_{\text{кр}} = \frac{q_0}{\sqrt{1 + k_{2*} \frac{\rho_g}{\rho_l} \left(\frac{l}{d_{\text{э.гл}} - 2\delta} \right)^3}} = \frac{k_{1*} r \sqrt{\rho_g} \sqrt[4]{g(\rho_l - \rho_g)\sigma}}{\sqrt{1 + k_{2*} \frac{\rho_g}{\rho_l} \left(\frac{l}{d_{\text{э.гл}} - 2\delta} \right)^3}}, \quad (13)$$

где $k_{1*} \approx 0,696$ для медного спеченного капиллярно-пористого покрытия с пористостью $\Pi = 0,55$ и пробойным радиусом поры $R_{\text{max}} = 23,22$ мкм; k_{2*} – эмпирическая константа, удовлетворительно описывающая опытные данные при значении $k_{2*} \approx 12,2$.

Из уравнения (13) следует, что значение $q_{\text{кр}}$ при постоянных теплофизических и физических свойствах жидкости будет определяться соотношением геометрических размеров мини-канала и толщины капиллярно-пористого покрытия (l , $d_{\text{э.гл}}$, δ):

– при увеличении диаметра кольцевого мини-зазора $d_{\text{э.гл}}$ и при постоянных величинах длины канала $l = \text{const}$ и толщины капиллярно-пористого слоя $\delta = \text{const}$ значение $q_{\text{кр}}$ возрастает;

– при увеличении длины канала l , постоянном диаметре кольцевого мини-зазора $d_{\text{э.гл}} = \text{const}$ и постоянной толщине капиллярно-пористого слоя $\delta = \text{const}$ значение $q_{\text{кр}}$ уменьшается;

– при увеличении толщины капиллярно-пористого слоя и неизменных параметрах l , $d_{\text{э.гл}}$ значение критической плотности теплового потока уменьшается.

Значение эквивалентного диаметра мини-зазора может изменяться от $+\infty$ до 2δ :

– при $d_{\text{э.гл}} \rightarrow \infty$ (условия парообразования в большом объеме на поверхности капиллярно-пористого покрытия) и $\delta = \text{const}$, $l = \text{const}$ – $q_{\text{кр}} \rightarrow q_0$;

– при $d_{\text{э.гл}} \rightarrow 2\delta$ и $\delta = \text{const}$, $l = \text{const}$ – $q_{\text{кр}} \rightarrow 0$.

При $\delta \rightarrow 0$ выражение (13) преобразуется в выражение (6), предложенное в [11], [12].

Вышеуказанные закономерности подтверждены экспериментально.

На данный момент проводятся экспериментальные исследования теплообмена при парообразовании различных жидкостей в мини-каналах с пористой стенкой для уточнения значения константы k_{2*} .

Заключение

Предложен метод определения критических тепловых нагрузок, соответствующих гидродинамическому кризису теплообмена при парообразовании в кольцевых мини-каналах с пористой теплонагруженной стенкой.

После установления значения эмпирической константы k_{2*} для различных жидкостей рекомендации работы могут быть практически использованы при проектировании систем жидкостного охлаждения малых поверхностей высокоэффективных теплопередающих устройств (цилиндрических тепловых труб, термосифонов), испарительных теплообменников.

Литература

1. Накоряков, В. Е. Теплообмен при фазовых переходах и химических превращениях в микроканальных системах / В. Е. Накоряков, В. В. Кузнецов // Тр. 4-й РНКТ, Москва, 23–27 окт. 2006 г. / Рос. акад. наук, Моск. энергет. ин-т. – Москва, 2006. – Т. 1. – С. 33–37.
2. Мазюк, В. В. Теплообмен при испарении из тонких слоев порошковых капиллярно-пористых структур / В. В. Мазюк, А. Л. Рак, А. В. Балащенко // Тр. 5-го Минск. Междунар. форума по тепло- и массообмену МИФ-2004, 24–28 мая 2004 г. : сб. докл. – Минск, 2004. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM) : зв., цв.
3. Vasiliev, L. L. Two-phase heat transfer in mini-channel with porous heat-loaded wall / L. L. Vasiliev et al. // Advances in Heat Transfer: proceedings of the Baltic Heat Transfer Conference, Saint Petersburg, Russia, September 19–21, 2007 / Saint-Petersburg State Polytechnical University. – Saint Petersburg, 2007. – Vol. 2. – P. 431–439.
4. Смирнов, Г. Ф. Экспериментальное исследование теплообмена при кипении в сеточных структурах тепловых труб / Г. Ф. Смирнов, Б. А. Афанасьев // Вопр. радиоэлектроники. Сер. ТРТО. – 1979. – Вып. 2. – С. 22–27.
5. Шаповал, А. А. Исследование интенсивности теплообмена при кипении воды на поверхности с металловолоконистыми пористыми структурами / А. А. Шаповал, В. К. Зарипов, М. Г. Семена // Теплоэнергетика. – 1983. – № 12. – С. 63–65.
6. Ковалев, С. А. Испарение и конденсация в тепловых трубах / С. А. Ковалев, С. Л. Соловьев. – Москва : Наука, 1989. – 112 с.
7. Васильев, Л. Л. Интенсификация теплообмена при кипении пропана на горизонтальных трубах / Л. Л. Васильев, В. В. Хроленок, А. С. Журавлев // Тепло- и массоперенос-97 : сб. науч. тр. / ГНУ «ИТМО им. А. В. Лыкова» НАН Беларуси. – Минск, 1997. – С. 9–14.
8. Шаповалов, А. В. Теплоотдача при парообразовании в пористой структуре в условиях большого объема и капиллярного транспорта жидкости к зонам генерации пара / А. В. Шаповалов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – Гомель, 2005. – № 2. – С. 15–22.
9. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – 5-е изд., доп. – Москва : Атомиздат, 1979. – 416 с.
10. Кутателадзе, С. С. Гидродинамика газожидкостных систем / С. С. Кутателадзе, М. А. Стырикович. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Энергия, 1976. – 296 с.
11. Смирнов, Г. Ф. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно-пористых структурах / Г. Ф. Смирнов, А. Д. Цой. – Москва : Изд-во МЭИ, 1999. – 440 с.
12. Коба, А. Л. Теплообмен и критические тепловые потоки при кипении в горизонтальных плоских щелях / А. Л. Коба, Г. Ф. Смирнов // Вопр. радиоэлектроники. Сер. ТРТО. – 1977. – Вып. 2. – С. 126–134.

Получено 09.09.2010 г.