

УДК 536.248.2

## Теплообмен при кипении хладона R-21 в пластинчато-ребристом теплообменнике в условиях восходящего течения\*

В.В. Кузнецов, А.С. Шамирзаев

*Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск*

E-mail: vladkuz@itp.nsc.ru

Приведены результаты экспериментального исследования теплообмена при кипении хладона R-21 в условиях восходящего течения в вертикальном пластинчато-ребристом теплообменнике с поперечным размером каналов меньше капиллярной постоянной. Коэффициенты теплоотдачи получены в диапазонах малых массовых скоростей и малых тепловых потоков, которые являются типичным для промышленности, но слабо изучены. Выявлены характерные режимы парожидкостного течения в каналах теплообменника и области их существования. Полученные данные показывают слабую зависимость коэффициента теплоотдачи от величин массового балансного паросодержания, массовой скорости и плотности теплового потока и не соответствуют расчетам по известным моделям теплообмена. Возможной причиной такого поведения является определяющее влияние испарения тонких пленок жидкости на теплообмен при малой плотности теплового потока.

**Ключевые слова:** теплообмен при кипении, восходящее течение, пластинчато-ребристый теплообменник, хладон R-21.

### Введение

Компактные пластинчато-ребристые испарители-конденсаторы широко используются в холодильной и криогенной промышленности благодаря их высокой тепловой производительности и способности передавать значительные тепловые потоки при малом температурном напоре. Они также характеризуются высокой удельной поверхностью (более  $1000 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ). Наиболее перспективными направлениями для применения пластинчато-ребристых испарителей-конденсаторов являются высокопроизводительные криогенные установки сжижения природного газа и разделения воздуха, установки разделения углеводородов и автомобильные кондиционеры. Изготовление компактных испарителей-конденсаторов из алюминия с использованием вакуумной диффузионной сварки позволяет интегрировать до двенадцати и более потоков в одном теплообменнике, что является необходимым условием для повышения его энергетической эффективности. Отличительной особенностью таких теплообменников является их применение при малых тепловых напорах и малых массовых скоростях, что необходимо для уменьшения перепада давления.

Компактный пластинчато-ребристый теплообменник состоит из множества прямоугольных каналов с зазором, обычно составляющим 0,5–2 мм, что может быть меньше капиллярной постоянной  $l_c = [2\sigma/(\rho_L - \rho_G)g]^{1/2}$ . Поэтому процессы теплообмена

\* Исследование выполнено за счет гранта РФФИ (проект № 14-49-00010).

характеризуются значительным влиянием капиллярных сил на режим течения и теплообмена, и известные закономерности кипения в обычных каналах не применимы для рассматриваемого случая. Детальные исследования и анализ структуры газожидкостных течений в каналах с зазором меньше капиллярной постоянной проводились в работах [1–6]. В них были определены характерные режимы и приведены карты газожидкостных течений в круглых, прямоугольных и кольцевых каналах. Визуализация насыщенного кипения в прямоугольном канале малого размера проводилась в работе [7]. Было отмечено, что карта режимов течения в этих условиях характеризуется наличием изолированных пузырьков, ограниченных пузырьков и кольцевого течения. Были разработаны корреляции для расчета теплоотдачи в каждом из этих режимов.

Теплообмен при кипении азота и хладона R-11 в пластинчато-ребристых теплообменниках с перфорированными и смещенными ребрами экспериментально исследовался в работах [8, 9]. Авторами [10] была предложена модель расчета локальных коэффициентов теплоотдачи для кольцевого течения в таких теплообменниках. Влияние геометрии каналов на режим течения и коэффициент теплоотдачи при кипении движущейся жидкости в теплообменниках со смещенными ребрами рассматривалось в работах [11, 12]. Теплообмен при пузырьковом и конвективном кипении хладагентов в компактных теплообменниках для неспаянных плоских и смещенных ребер рассматривался в работах [13, 14]. Здесь же были определены условия перехода между пузырьковым и конвективным кипением в виде произведения числа кипения и параметра Локкарта–Мартинелли.

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование теплообмена при кипении хладона R-21 в условиях восходящего течения в компактном пластинчато-ребристом вертикальном теплообменнике с поперечным размером каналов меньше капиллярной постоянной.

### Экспериментальное оборудование

Экспериментальное исследование теплообмена при кипении хладона R-21 в условиях вынужденного восходящего течения проводилось на экспериментальном стенде, приведенном на рис. 1. Жидкий фреон от конденсатора подавался центробежным насосом в охладитель для достижения температуры, необходимой для устойчивой работы расходомера ТПР-2. После этого фреон поступал в спиральный парогенератор, выполненный из обогреваемой электрическим током трубки диаметром 16 мм. Предварительный парогенератор позволил получить заданное паросодержание на входе в рабочий участок, расположенный вертикально. На выходе рабочего участка располагался доиспаритель жидкости, который обеспечивал подавление пульсаций давления в линии, соединяющей рабочий участок с конденсатором, расположенным над ним. С целью поддержания необходимого для устойчивой работы стенда количества хладона использовался бак-аккумулятор, соединяемый с рабочим участком через управляемый вентиль.

При проведении экспериментов использовались два рабочих участка, расположенных вертикально. Для регистрации структуры восходящего парожидкостного течения использовался прозрачный участок длиной 0,28 м, шириной 0,08 м с алюминиевыми плоскими и перфорированными ребрами, зажатыми между стеклянными пластинами (рис. 2а). Высота ребра равнялась 7 мм, плотность ребер составляла 315 ребер на метр, толщина ребра — 0,5 мм. Во входной камере рабочего участка размещался щелевой распределитель жидкости и пара, который обеспечивал их равномерную подачу в межреберное пространство.

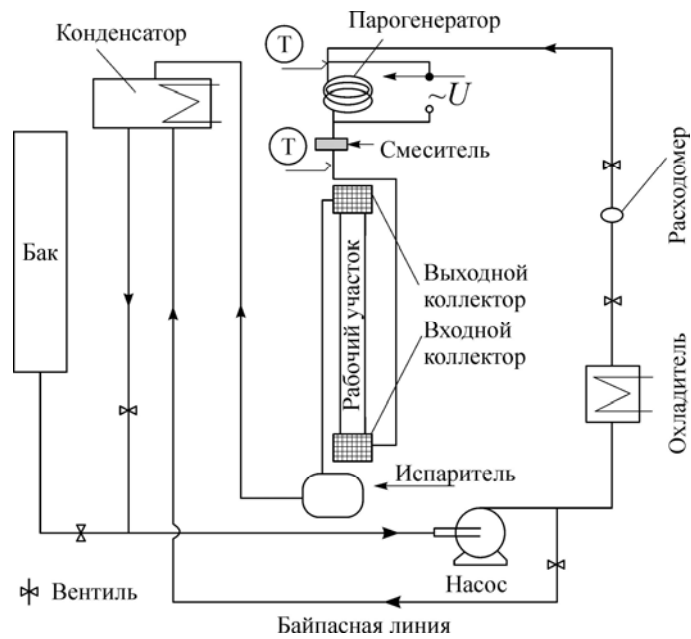


Рис. 1. Схема экспериментального стенда.

Теплообменный рабочий участок с гладкими ребрами, в котором проводилось измерение коэффициента теплообмена при кипении при малых температурных напорах, имел размеры  $279 \times 70 \times 6,7$  мм с плотностью ребер 800 ребер на метр. Гидравлический диаметр каналов теплообменника равнялся 1,88 мм. Он был изготовлен при помощи вакуумной диффузионной сварки формованной пластины толщиной 0,2 мм с алюминиевой оболочкой толщиной 3 мм (см. рис. 2b). Теплообменный рабочий участок располагался вертикально между входным и выходным коллекторами, показанными на рис. 1. Входной коллектор имел конструкцию, аналогичную распределителю, который использовался в опытах по визуализации структуры двухфазного потока, и эта конструкция обеспечивала хорошее распределение жидкости и пара на входе в теплообменный участок.

Во входном и выходном коллекторах располагались термопары (Т) для измерения температуры хладагента (рис. 2b). Для измерения температуры стенки теплообменного участка на его поверхности в канавках были зачеканены двенадцать термопар: шесть

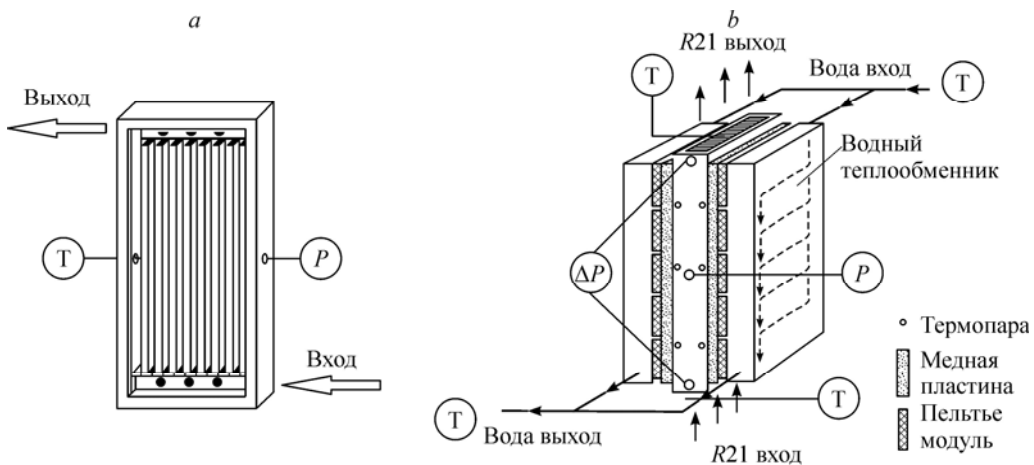


Рис. 2. Схемы рабочих участков.

a — участок визуализации парожидкостного течения, b — сборка теплообменного участка.

на одной и шесть на другой стороне участка. В боковой стенке теплообменника были просверлены три отверстия: в центре рабочего участка — для измерения статистического давления ( $P$ ), сверху и снизу — для измерения перепада давления ( $\Delta P$ ) (рис. 2b). Расстояние между отверстиями для измерения перепада давления составляет 0,258 м. Термоэлектрические модули Пельтье размером 60×48 мм в количестве 10 штук (по 5 штук на каждой стороне теплообменного образца) использовались для нагревания стенки теплообменного участка и поддержания разницы между температурами стенки теплообменного участка и потока. Для выравнивания поля температур между модулями Пельтье и тестовым образцом располагались медные пластины размером 280×80×8 мм. Внешние теплообменники, соединенные с модулями Пельтье термопастой КПТ-8, осуществляли снятие тепла с элементов Пельтье для поддержания постоянной разности температур между холодной и горячей сторонами этих элементов. Рабочим телом в этих теплообменниках являлась проточная вода с перекрестным течением хладона и воды. Для обеспечения теплового контакта элементов Пельтье, медных пластин, внешних водяных теплообменников и тестируемого теплообменника так же использовалась термопаста КПТ-8.

Для определения коэффициента теплоотдачи при кипении хладона в условиях восходящего течения измерялись следующие величины: температуры стенки теплообменника в двенадцати точках по поверхности разделительного листа, которые усреднялись для получения среднего значения температуры стенки; температуры хладона на входе и выходе электрического парогенератора для определения входного паросодержания; температуры хладона во входной и выходной камерах; температура насыщения в центре теплообменного участка, определяемая по измеренному статическому давлению с использованием справочных данных; температуры охлаждающей воды на входе и выходе внешних водяных теплообменников; ток и напряжение питания элементов Пельтье, необходимые для определения плотности теплового потока через стенку теплообменника; массовые расходы хладона и воды; ток и напряжение на электрическом парогенераторе.

Обработка методики измерения коэффициента теплоотдачи проводилась при однофазном течении хладона. Недогретый фреон поступал в рабочий участок, где происходило его охлаждение или нагрев с помощью термоэлектрических элементов Пельтье. В процессе однофазных экспериментов максимальная температура хладона была на 3–4 градуса ниже температуры насыщения, что обеспечивало отсутствие пузырькового кипения в теплообменнике. Тепловой баланс для однофазного течения определялся путем сравнения количества тепла, идущего на охлаждение (нагрев) хладона в экспериментальном участке, с суммой количества тепла, снимаемого с элементов Пельтье водой, и электрической мощности, подводимой к элементам Пельтье. На рис. 3 приведена зависимость количества тепла, полученного фреоном, от подведенного элементами Пельтье количества тепла. Как видно, расхождение теплового баланса не превышало 3 %.

В ходе исследования теплообмена при кипении в рабочий участок поступал парожидкостный поток с положительной относительной энтальпией. По измеренному расходу воды и изменению ее температуры во внешних водных теплообменниках, а также с учетом джоулева тепла, выделяющегося в элементах Пельтье, определялось количество тепла  $Q_{fr}$ , полученного фреоном. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  вычисляется с учетом

тепловой эффективности поверхности теплообмена  $\eta_0 = 2 - (A_1/A_0)(1 - \eta_f)$  и падения температуры в стенке теплообменника следующим образом:

$$Q_{fr} = A_0 \eta_0 \alpha (T_w - T_{Sat}). \quad (1)$$

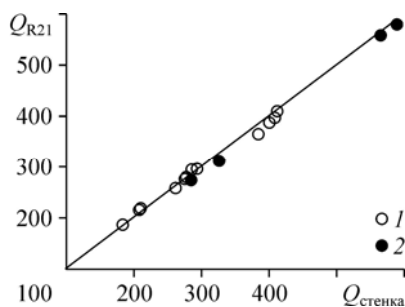


Рис. 3. Количество тепла, полученного фреоном, в зависимости от количества подведенного тепла. 1 — охлаждение, 2 — нагрев.

Здесь эффективность ребра  $\eta_f$  определяется через половину его высоты с учетом двухстороннего подвода тепла. Для нахождения коэффициента теплоотдачи используется итерационная процедура решения уравнения (1). Средняя температура насыщения  $T_{\text{Sat}}$  определялась как полусумма входной и выходной температур хладона. Коэффициент теплоотдачи определялся также для температуры насыщения, определенной по давлению, измеренному в середине рабочего участка. Различие коэффициентов теплоотдачи, полученных по измеренным температурам и давлению, не превышало 10 %. Для представленных далее экспериментальных данных температура насыщения потока определялась как среднее значение между температурой, определенной по термодинамическим измерениям, и температурой, рассчитанной по величине измеренного давления насыщения в центре участка.

### Режимы парожидкостного течения

Определение режима парожидкостного течения проведено в диапазоне приведенной скорости пара  $j_G$  от 0,5 до 6 м/с и приведенной скорости жидкости  $j_L$  от 0 до 0,06 м/с. На фотографиях (рис. 4) изображены характерные режимы восходящего парожидкостного течения в компактном теплообменнике с плоскими ребрами. Сплошные тонкие линии показывают границы канала, поперечный размер которого равен 2,7 мм. Основными режимами течения в малоизученном диапазоне малых массовых скоростей являются: переходное течение с беспорядочно чередующимися жидкими пробками  $a$ , кратковременно занимающими все сечение канала, и паровыми пузырями-снарядами  $b$ , показанное на рис. 4а, и раздельное (кольцевое) течение газового ядра  $b$  с волнами  $c$  на поверхности жидкости (рис. 4б). Расслоенное течение в прямоугольном канале характеризуется неравномерной толщиной пленки жидкости по периметру канала, вызванной накоплением жидкости в углах канала (см. работы [4, 5]), и его трудно рассматривать как кольцевое течение.

Полученная карта режимов восходящего парожидкостного течения для пластинчато-ребристого теплообменника с плоскими ребрами отображена на рис. 5. На карте режимов выделены следующие области: I — переходное течение с жидкими пробками, II — чередующееся переходное и расслоенное течение с волнами, III — расслоенное (кольцевое) течение с волнами, IV — расслоенное течение без волн. Линии показывают изменение приведенных скоростей жидкости и пара при изменении массового паросодержания для массовых скоростей  $G = 30$  и  $50$  кг/(м<sup>2</sup>·с), для которых проведено измерение коэффициента теплоотдачи. Изображенная на рис. 5 карта режимов практически не отличается от карты режимов течения для теплообменника с перфорированными ребрами. Основное отличие наблюдается при малых расходах жидкости и связано с появлением областей, в которых пленка может разрываться.

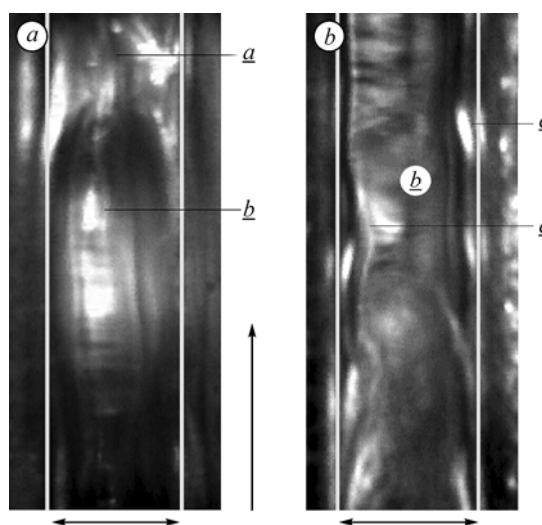


Рис. 4. Фотографии течений.

$a$  — переходное течение с жидкими пробками  $a$  и паровыми пузырями-снарядами  $b$  при  $j_L = 0,03$  м/с,  $j_G = 2,1$  м/с;  $b$  — раздельное течение газового ядра с волнами  $c$  на поверхности жидкости при  $j_L = 0,03$  м/с,  $j_G = 4,8$  м/с. Линиями отмечены стенки канала и его поперечный размер, стрелка показывает направление течения.

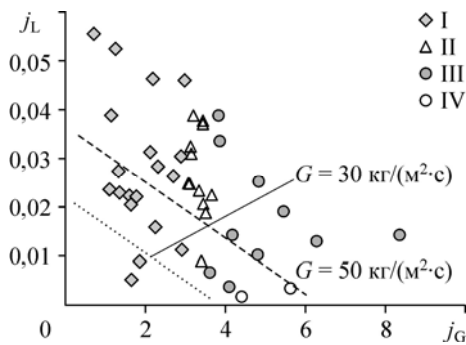


Рис. 5. Карта режимов восходящего парожидкостного течения для давления 2 бар в пластинчато-ребристом теплообменнике.

I — переходное течение с жидкими пробками, II — чередующееся переходное и расслоенное течение с волнами, III — расслоенное (кольцевое) течение с волнами, IV — расслоенное течение без волн. Линии показывают изменение скоростей жидкости и пара при изменении массового балансного паросодержания для  $G = 30$  и  $50$  кг/(м<sup>2</sup>·с).

Переходное течение с беспорядочно чередующимися жидкими пробками, кратковременно занимающими все сечение канала, наблюдается при приведенной скорости пара меньше 3 м/с. Размер жидких пробок существенно увеличивается при уменьшении скорости пара и можно заметить, что и их время жизни возрастает. Соответственно, для скорости пара больше 3 м/с время жизни жидких перемычек уменьшается и они становятся проницаемы для потока пара. Режим течения в диапазоне приведенной скорости пара от 3 до 3,6 м/с можно охарактеризовать как чередующиеся переходное течение и раздельное течение с волнами.

Раздельное течение с волнами на поверхности жидкости, показанное на рис. 4б, наблюдается для приведенной скорости пара больше 3,6 м/с. При приведенной скорости жидкости меньше 0,004 м/с пленка становится тонкой, и волн возмущений на ее поверхности не наблюдается. Отметим, что приведенная скорость газа, равная 4,2 м/с, соответствует критической скорости пара по критерию устойчивости газожидкостных систем Кутателадзе [15].

Анализируя полученные режимы течения, следует отметить, что переходное течение с жидкими пробками и расслоенное течение с волнами возмущения являются благоприятными для теплообмена при кипении движущейся жидкости, так как они обеспечивают интенсивное орошение поверхности нагрева. Неблагоприятным для теплообмена является режим течения с безволновой пленкой, который наблюдается при малых приведенных скоростях жидкости. Для этого режима течения разрыв пленки в окрестности угла канала может вызвать прогрессирующее развитие сухих пятен на стенке.

### Теплообмен при кипении в условиях восходящего течения

Исследование теплообмена при кипении хладона R-21 приводилось при массовых скоростях 30 и 50 кг/(м<sup>2</sup>·с), что соответствует нижнему и среднему пределу массовых скоростей в промышленных компактных теплообменниках. Этот диапазон скоростей наименее изучен и становится определяющим для высокой плотности ребер теплообменника. На рис. 6 приведена зависимость коэффициента теплоотдачи от массового балансного паросодержания в середине теплообменника с гладкими ребрами для кипения R-21 при двух массовых скоростях  $G$ , равных 30 и 50 кг/(м<sup>2</sup>·с). Приведенные коэффициенты теплоотдачи были определены для средней по поверхности теплообменника температуре стенки. Данные получены при давлении 1,8 бар в следующих диапазонах тепловых потоков: для массового расхода 30 кг/(м<sup>2</sup>·с) — от 1460 до 1620 Вт/м<sup>2</sup>, для массового расхода 50 кг/(м<sup>2</sup>·с) — от 1380 до 1860 Вт/м<sup>2</sup>. Измеренные температурные напоры на стенке теплообменника в опытах изменялись от 0,9 до 1,4 °С.

Наиболее интересным фактом, наблюдаемым на рис. 6, является слабое изменение коэффициента теплоотдачи в диапазоне массового паросодержания от 0,05 до 0,85. Для больших значений массового балансного паросодержания при массовой скорости 50 кг/(м<sup>2</sup>·с) было получено значительное уменьшение коэффициента теплоотдачи. Используя карту режимов течения, приведенную на рис. 5, получим, что ухудшение теплообмена наблюдается при переходе к раздельному течению, в котором отсутствуют

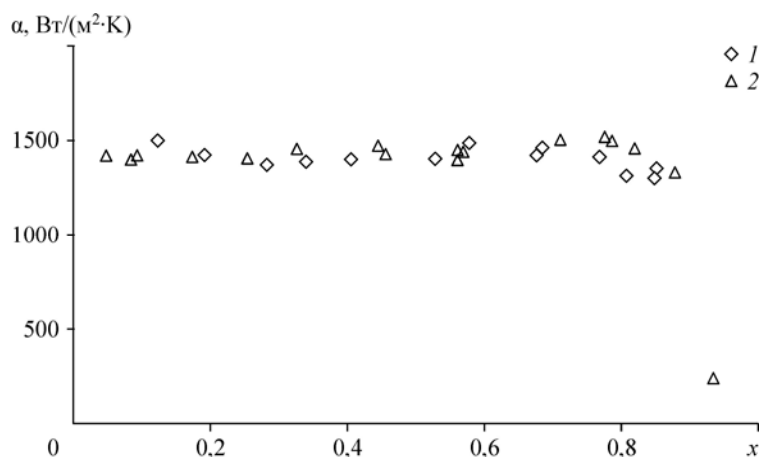


Рис. 6. Коэффициент теплопередачи в зависимости от массового балансного паросодержания для восходящего течения при двух массовых скоростях.

Данные получены при давлении 1,8 бар в диапазоне тепловых потоков: для массового расхода  $30 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  от  $1460 \text{ Вт}/\text{м}^2$  до  $1620 \text{ Вт}/\text{м}^2$ , для массового расхода  $50 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  от  $1380 \text{ Вт}/\text{м}^2$  до  $1860 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

крупные волны. Возможной причиной ухудшения теплообмена в этом случае может быть прогрессирующее развитие сухих пятен на стенках каналов теплообменника.

Зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока на стенках каналов для массового паросодержания, составляющего меньше 0,8, показана на рис. 7. Приведенные данные показывают, что коэффициент теплоотдачи очень слабо зависит от плотности теплового потока. Это свидетельствует о том, что пузырьковое кипение не является преобладающим механизмом теплообмена для пластинчато-ребристого теплообменника в рассмотренных условиях даже при малых массовых скоростях. Экспериментальные данные рис. 6 показывают, что коэффициент теплоотдачи не зависит и от массовой скорости, что наблюдается при слабом влиянии двухфазной вынужденной конвекции. В этих условиях наиболее вероятным механизмом теплообмена является испарение тонкой искривленной капиллярными силами волновой пленки жидкости, что было показано в работе [16] для опускного парожидкостного течения в пластинчато-ребристом теплообменнике. Полученные данные согласуются с результатами работы [17], которые были получены для хладона R-113 для канала размером  $1 \times 20 \text{ мм}$  с горизонтальной ориентацией при плотности теплового потока в диапазоне от 3 до  $5 \text{ кВт}/\text{м}^2$ .

Сравнение экспериментальных данных с результатами расчета коэффициента теплоотдачи при кипении жидкости в каналах малого поперечного размера показано на рис. 8. Здесь линиями 2–4 изображены рассчитанные коэффициенты теплоотдачи по моделям [18–20] соответственно, линией 5 показан рассчитанный коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении R-21 в большом объеме по уравнению из работы [21]. Как видно, результаты расчетов по приведенным моделям кипения в условиях вынужденного течения существенно отличаются от экспериментальных данных. Это подтверждает целесообразность развития модели теплообмена, которая будет учитывать испарение

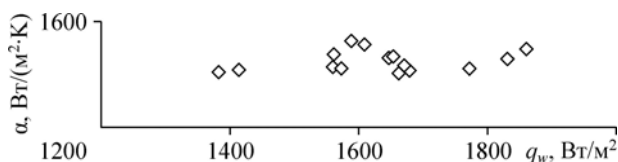


Рис. 7. Зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока на стенке при  $G = 50 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ , давление 1,8 бар.

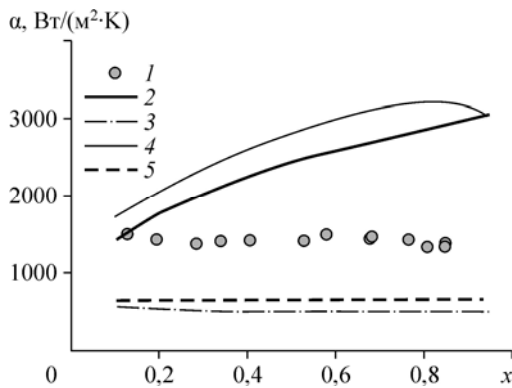


Рис. 8. Зависимость коэффициента теплоотдачи от массового балансного паросодержания при  $G = 30 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ , давление 1,8 бар. Точки показывают экспериментальные данные, линии показывают расчеты по различным моделям теплообмена. Данные получены в диапазоне тепловых потоков от  $1460 \text{ Вт}/\text{м}^2$  до  $1620 \text{ Вт}/\text{м}^2$ , расчет при тепловом потоке  $1540 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

искривленной капиллярными силами пленки жидкости в переходном и расслоенном режимах восходящего течения на основе подходов, предложенных в работе [16].

### Заключение

Полученные экспериментальные данные показывают режимы течения и теплообмена при кипении хладона R-21 в условиях восходящего течения в пластинчато-ребристом вертикальном теплообменнике с поперечным размером каналов меньше капиллярной постоянной. Определение режима течения и измерения коэффициента теплоотдачи проведены в диапазонах малых массовых скоростей и малых тепловых потоков, которые являются типичными при использовании в промышленности, но слабо изучены. Установлено, что основными режимами течения в этом случае являются: переходное течение с беспорядочно чередующимися жидкими пробками, кратковременно занимающими все сечение канала, и отдельное (кольцевое) течение жидкости с волнами на поверхности жидкости. Измерения коэффициента теплоотдачи при двух массовых скоростях показали его слабую зависимость от величины массового балансного паросодержания и массовой скорости потока. Это свидетельствует о том, что пузырьковое кипение и двухфазная вынужденная конвекция не являются преобладающими механизмами теплообмена для пластинчато-ребристого теплообменника в рассмотренных условиях. Наиболее вероятным механизмом теплообмена, учитывающим указанные выше особенности, является испарение тонкой искривленной капиллярными силами волновой пленки жидкости, которое не учитывается в известных моделях теплообмена при кипении движущейся жидкости в условиях восходящего течения.

### Условные обозначения

$A_0$ — площадь полной поверхности теплообмена,	$l_c$ — капиллярная постоянная,
$A_1$ — площадь ребер,	$q_w$ — плотность теплового потока,
$g$ — ускорение силы тяжести,	$Q$ — количество тепла,
$G$ — массовая скорость,	$T$ — температура,
$j$ — приведенная скорость,	$x$ — массовое балансное паросодержание.

### Греческие символы

$\alpha$ — коэффициент теплоотдачи,	$\eta_r$ — коэффициент эффективности ребра,
$\eta_0$ — тепловая эффективность поверхности теплообменника,	$\rho$ — плотность,
	$\sigma$ — коэффициент поверхностного натяжения.

### Индексы

$G$ — газ,	Sat — на линии насыщения,
$L$ — жидкость,	$w$ — внутренняя поверхность.
fr — фреон,	

### Список литературы

1. Sadatomi M., Sato M., Saruwatari S. Two-phase flow in vertical noncircular channels // Int. J. of Multiphase Flow. 1982. Vol. 8. P. 641–655.



2. Nakoryakov V.E., Kuznetsov V.V., Vitovsky O.V. Experimental investigation of upward gas-liquid flow in a vertical narrow annulus // Int. J. of Multiphase Flow. 1992. Vol. 18. P. 313–326.
3. Mishima K., Hibiki T., Nishinara H. Same characteristics of gas-liquid flow in narrow rectangular ducts // Int. J. of Multiphase Flow. 1993. Vol. 19. P. 115–124.
4. Kuznetsov V.V., Safonov S.A., Sunder S., Vitovsky O.V. Capillary controlled two-phase flow in rectangular channel // Proc. Int. Conf. On Compact Heat Exchangers for Process Industries. 1997. P. 291–304.
5. Pavlenko A.N., Pecherkin N.I., Chekhovich V.Yu. et al. The two-phase cocurrent downflow of liquid nitrogen in a vertical rectangular channel // Russ. J. Eng. Thermophys. 2002. Vol. 11, No. 4. P. 321–333.
6. Чиннов Е.А., Кабов О.А. Двухфазные течения в трубах и капиллярных каналах // Теплофизика высоких температур. 2006. Т. 44, № 5. С. 777–795.
7. Kew P.A., Cornwell K. Confined bubble flow and boiling in narrow channels // Proc. 10th Intern. Heat Transfer Conf. UK, Brighton, 1994. P. 473–478.
8. Robertson J.M. Boiling heat transfer with liquid nitrogen in brazed aluminum plate-fin heat exchangers // National Heat Transfer Conf. San Diego, 1979. AIChE Symp. Ser. Vol. 75, No. 189. P. 151–164.
9. Robertson J.M., Lovegrove P.C. Boiling heat transfer with Freon 11 (R11) in brazed aluminum plate-fin heat exchangers // J. of Heat Transfer. 1983. Vol. 105. P. 605–610.
10. Robertson J.M. The correlation of boiling coefficients in plate-fin heat exchanger passages with a film flow model // 7th Intern. Heat Transfer Conf. Munich, 1982. P. 341–345.
11. Carey V.P., Mandrusiak G.D. Annular film-flow boiling of liquids in a partially heated vertical channel with offset strip fins // Int. J. of Heat and Mass Transfer. 1999. Vol. 29. P. 927–939.
12. Mandrusiak G.D., Carey V.P. Convective boiling in vertical channels with different offset strip fin geometries // ASME J. Heat Transfer. 1989. Vol. 111. P. 156–165.
13. Feldman A., Marvillet C., Lebouche M. Nucleate and convective boiling in plate fin heat exchangers // Int. J. of Heat and Mass Transfer. 2000. Vol. 43. P. 3433–3442.
14. Tonon B., Feldman A., Margat L., Marvillet C. Transition from nucleate boiling to convective boiling in compact heat exchangers // Int. J. Refrig. 1997. Vol. 20, No. 8. P. 592–597.
15. Кутателадзе С.С., Сорокин Ю.Л. О гидродинамической устойчивости некоторых газожидкостных систем // Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред: сб. статей. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1961. С. 315–324.
16. Kuznetsov V.V. Heat and mass transfer with phase change and chemical reactions in microscale // Proc. of the Int. Heat Transfer Conf. IHTC14. Washington D.C, 2010. IHTC14-22570.
17. Lee H.J., Lee S.Y. Heat transfer correlation for boiling flows in small rectangular horizontal channels with low aspect ratios // Int. J. of Multiphase Flow. 2001. Vol. 27. P. 2043–2062.
18. Kuznetsov V.V., Shamirzaev A.S. Boiling heat transfer for freon R21 in rectangular minichannel // Heat Transfer Eng. 2007. Vol. 28. P. 738–745.
19. Thome J.R., Dupont V., Jacobi A.M. Heat transfer model for evaporation in microchannels. P. I: Presentation of the model // Int. J. Heat Mass Transfer. 2004. Vol. 47. P. 3375–3385.
20. Kandlikar S.G. Similarities and differences between flow boiling in microchannels and pool boiling // Heat Transfer Eng. 2010. Vol. 31. P. 159–167.
21. Danilova G.N. Correlation of boiling heat transfer data for freons // Heat Transfer–Soviet Research. 1970. Vol. 2, No. 2. P. 73–78.

*Статья поступила в редакцию 27 апреля 2015 г.,  
после доработки — 30 июня 2015 г.*