

ТЕПЛООБМЕН ПРИ КИПЕНИИ НА ГЛАДКИХ И РАЗВИТЫХ ТЕПЛОТДАЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЯХ

А. В. Овсянник

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Введение

Теплообменные аппараты испарительного типа широко применяются в энергетике, химической, нефтеперерабатывающей, пищевой промышленности, в холодильной и криогенной технике, в микроэлектронике для охлаждения элементов микроэлектронных схем, в теплонасосных установках, в жилищно-коммунальном секторе (отопление, горячее водоснабжение, кондиционирование) и т. д.

Существенную экономию топливно-энергетических ресурсов обеспечивает интенсификация теплообмена при кипении жидкостей на развитых поверхностях в мини-котлах барабанного типа с горизонтальным расположением трубного пучка для получения сухого насыщенного пара. Такие котлы могут устанавливаться на передвижных транспортных ядерных установках.

В связи с дефицитом энергоресурсов в Республике Беларусь все большее внимание привлекают теплонасосные установки (ТНУ).

Применение тепловых насосов для целей отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования приводит к существенному снижению потребления топливно-энергетических ресурсов и, при этом, значительно сокращается количество вредных выбросов в окружающую среду. Присоединение Республики Беларусь к Киотскому протоколу накладывает на страну определенные ограничения по выбросам и использование тепловых насосов как источника тепловой энергии может частично решить эту проблему. Поэтому снижение температурных напоров в испарителях, их массогабаритных показателей и тепловых потерь является одной из важных задач, ведущих к удешевлению ТНУ и повышению их энергетических показателей. Вклад в решение этих проблем может внести внедрение научно обоснованных и экспериментально проверенных методов интенсификации теплообмена при кипении путем развития теплоотдающей поверхности.

Все эти предпосылки в полной мере относятся к теплоэнергетическим и холодильным установкам.

Несмотря на большое количество работ по теплообмену при кипении, их результаты не полностью отражают процессы теплообмена на развитых поверхностях. При кипении жидкостей на ребрах различного типа еще недостаточно полно исследованы специфические особенности теплообмена, связанные с влиянием геометрических параметров и профиля ребер.

Принятие Монреальской конвенции требует использования в качестве хладагентов экологически безопасных и нетоксичных рабочих тел. Таким требованиям удовлетворяют озонобезопасные хладагенты и, в частности, R134a, обладающий хорошими теплофизическими и термодинамическими свойствами. В связи с этим важным становится исследование процессов теплообмена в теплообменной аппаратуре с установлением зависимостей между количественными характеристиками процесса теплообмена при кипении, режимными параметрами и другими факторами, влияющими на интенсивность теплообмена. Важным методом исследования в этом случае является экспериментальный путь, позволяющий решить эти задачи.

Постановка задачи

Основными задачами исследования явилось теоретическое и экспериментальное исследование процессов теплообмена при развитом пузырьковом кипении легкокипящих жидкостей и озонобезопасных хладагентов на гладких и развитых (оребранных) неизотермических поверхностях с установлением зависимостей между количественными характеристиками процесса теплообмена при кипении, режимными параметрами и другими факторами, влияющими на интенсивность теплообмена. Полученные универсальные зависимости могут быть использованы при разработке и создании высокоэффективных теплообменных аппаратов испарительного типа.

Результаты работы

Для решения поставленных задач в представленной работе реализовано два направления исследования, дополняющие друг друга: экспериментальный и теоретический. Экспериментальное исследование теплоотдачи при кипении жидкостей было проведено в области развитого пузырькового кипения, характерного для испарительных систем на стенде, разработанном в ГГТУ им. П. О. Сухого на кафедре ПТЭ и Э. Режимные параметры проведения экспериментов для неизотермических оребранных поверхностей: жидкости – ацетон, этиловый спирт и фреон 134a; давление насыщения 0,1...0,8 МПа; плотность теплового потока – 8...63 кВт/м². Характеристики исследованных и анализируемых образцов: длина дюралюминиевого образца с прямоугольным, треугольным, трапециевидным и параболическим оребранием составила 280 мм, высота ребра – 12,5 мм, толщина ребра в основании – 2...4 мм, межреберное расстояние – 2...4 мм; диаметр несущей (основной) поверхности – 25 мм.

При кипении на ребрах зарождение паровых пузырей происходило у основания ребер. Вследствие небольшого объема жидкости, заключенной в межреберных каналах, обеспечивался большой перегрев жидкости, что приводило к увеличению толщины перегретого слоя.

В результате анализа полученных зависимостей можно сделать вывод, что средние коэффициенты теплоотдачи по ребру при развитом пузырьковом кипении, практически не зависят от профиля ребра при свободном отводе паровой фазы (рис. 1).

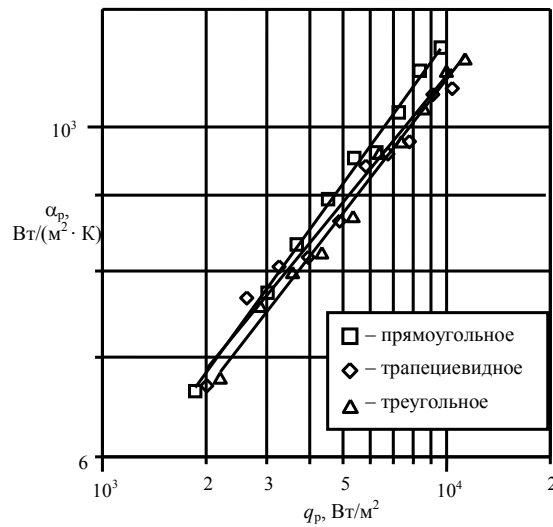


Рис. 1. Зависимости среднего коэффициента теплоотдачи по ребру от плотности теплового потока, отводимого ребром: для продольного оребрения при кипении этилового спирта

На рис. 2 приведены зависимости отношения коэффициентов теплоотдачи (при ΔT основной поверхности) от плотности теплового потока на основной поверхности образца к коэффициентам теплоотдачи на гладкой поверхности – $\alpha_{\text{мп}}/\alpha_{\text{гл}}$, при кипении этилового спирта для всех типов исследованных оребренных поверхностей.

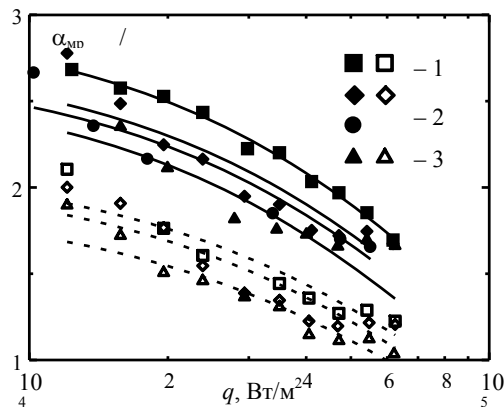


Рис. 2. Зависимость $\alpha_{\text{мп}}/\alpha_{\text{гл}}$ при кипении этилового спирта; сплошные линии – поперечное оребрение; штриховые линии – продольное оребрение

Как видно из рис. 2, при горизонтальном расположении труб, поперечное оребрение в 1,5 раза эффективнее продольного, вследствие большего развития поверхности теплообмена и лучших условий отвода паровой фазы. Наибольшие значения коэффициентов теплоотдачи, в 2,8 раза превышающие аналогичные значения для гладкой поверхности, были получены для образца с поперечным прямоугольным оребрением за счет большей поверхности теплообмена.

При расчете теплоотдачи с оребренной поверхности обычно определяется приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{прив}}$.

Следовательно, задача заключается в определении коэффициентов теплоотдачи по элементам оребренной поверхности α_p и α_{mp} .

Процесс теплоотдачи на оребренной поверхности при развитом кипении на ребре можно рассматривать как теплоотдачу при пузырьковом кипении в условиях естественной конвекции на теплоотдающих поверхностях, имеющих различную ориентацию в пространстве.

В результате обобщения экспериментальных данных по теплоотдаче на ребре было получено уравнение

$$Nu_p = 21 \cdot X^{-0,1} K_p^{0,3} Pr^{-0,2}.$$

Результаты опытов описываются полученной зависимостью с погрешностью $\pm 15\%$. Причем данная зависимость справедлива как для продольного, так и для поперечного типов ребер.

При обобщении экспериментальных значений коэффициентов теплоотдачи на межреберной поверхности получены следующие зависимости:

– для поперечного типа оребрения

$$Nu_{mp} = 115 \cdot K_{mp}^{0,4} Pr^{-0,2};$$

– для продольного типа оребрения

$$Nu_{mp} = 85 \cdot K_{mp}^{0,4} Pr^{-0,2}.$$

Отличие в значениях константы C можно объяснить ухудшением условий отвода паровой фазы с нижней поверхности образцов вследствие запаривания поверхности из-за продольного расположения ребер. Погрешность определения α_{mp} также не превышает $\pm 15\%$.

Теплофизические свойства жидкостей существенно влияют на интенсивность теплоотдачи при кипении и, в связи с принятием Монреальской конвенции, запрещающей использование озоноразрушающих хладагентов, необходимо вести поиск экологически безопасных и нетоксичных рабочих тел, способных обеспечить эффективный теплообмен. Это объясняется не только требованиями Монреальского протокола, но и стремлением снизить косвенный и прямой вклад в полный эквивалент глобального потепления холодильного оборудования. Этого можно достичь выбором хладагентов, имеющих высокую энергетическую эффективность и низкий потенциал глобального потепления. Таким требованиям в значительной степени удовлетворяет группа фреонов с нулевым озоноразрушающим потенциалом и низким потенциалом глобального потепления. К таким фреонам относится в частности R134a, являющийся хорошим заменителем запрещенного к применению фреона R12.

В соответствии с этим были проведены экспериментальные исследования по теплоотдаче при кипении фреона-134a в условиях различных давлений насыщения (0,5...0,8 МПа) на гладких технически шероховатых и (0,4...0,7 МПа) на оребренных трубчатых поверхностях нагрева в диапазоне плотности теплового потока 8...63 кВт/м².

На рис. 3 приведены результаты экспериментального исследования зависимости коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока при кипении фреона-134a на гладкой технически шероховатой поверхности при различных давлениях насыщения. Из рисунка видно, что при возрастании плотности теплового потока с увеличением давления насыщения степень увеличения интенсивности теплоотдачи возрастает.

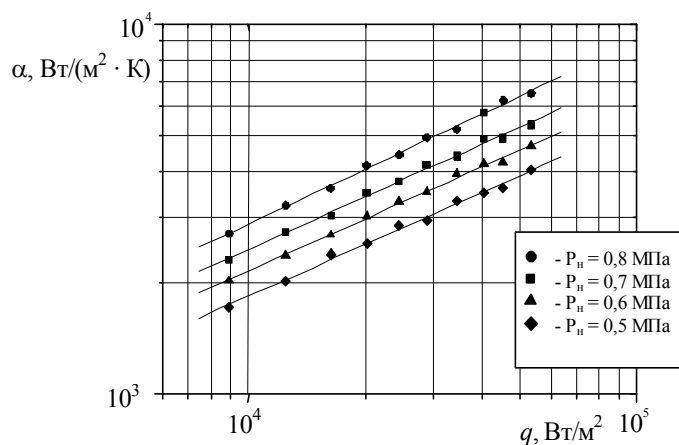


Рис. 3. Экспериментальные зависимости $\alpha = f(q)$ при кипении фреона-134а на гладкой технически шероховатой поверхности

В результате обобщения экспериментальных данных по теплоотдаче при кипении фреона-134а на гладкой технически шероховатой поверхности в условиях большого объема получено критериальное уравнение, позволяющие рассчитать интенсивность теплоотдачи с погрешностью $\pm 20\%$.

$$Nu = 15 \cdot K_p^{0,5} Pr^{-0,2}.$$

На рис. 4 приведены результаты экспериментального исследования зависимости коэффициента теплоотдачи от давления насыщения при кипении фреона-134а на оребренных поверхностях: на межреберной поверхности и на ребре.

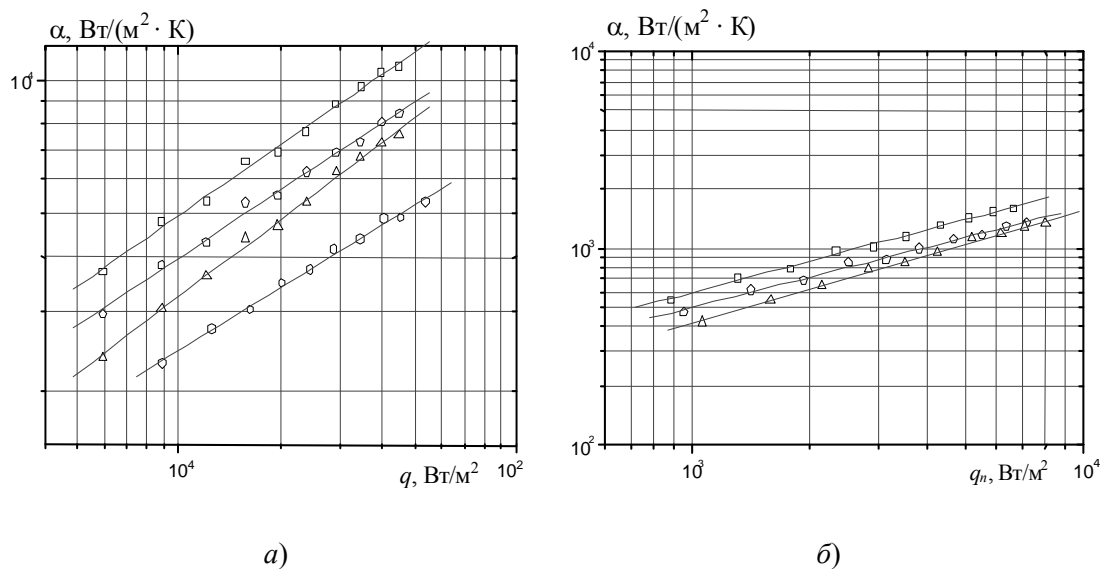


Рис. 4. Сравнение полученных экспериментальных зависимостей при кипении фреона-134а на продольно оребренных поверхностях с различным профилем ребра (круг – технически шероховатая поверхность; треугольник – продольное треугольное оребрение, ромб – продольное трапециевидное оребрение; квадрат – продольное прямоугольное оребрение)

Данные зависимости показывают, что α непрерывно возрастает с увеличением давления, так как увеличивается количество работающих центров парообразования. Однако при достаточно больших плотностях теплового потока преобладающая часть потенциальных центров парообразования уже включена в работу по генерации паровых пузырей и дальнейшее увеличение давления не приводит к интенсификации теплообмена.

В результате обобщения экспериментальных данных по теплоотдаче при кипении фреона-134а на оребренных поверхностях в диапазоне тепловых потоков 8...63 кВт/м² при давлении насыщения $p_n = 0,4 \dots 0,7$ МПа в условиях большого объема получено критериальное уравнение, позволяющие рассчитать интенсивность теплоотдачи с погрешностью ± 25 %:

– для ребра

$$Nu = 1 \cdot X^{-0,15} Re^{0,54} Pr^{-0,37} K_p^{1,22};$$

– для межреберной поверхности

$$Nu = 3,6 \cdot Re^{0,52} Pr^{-0,37} K_p^{0,88}.$$

Анализ существующих моделей теплообмена при кипении на теплоотдающих поверхностях позволяет говорить о том, что в известных моделях процесса кипения на изотермической поверхности постоянные, входящие в расчетные уравнения, определяются эмпирическим путем на основе опытных данных, что не всегда возможно; при постановке задачи авторы моделей используют в качестве одного из определяющих параметров коэффициент теплоотдачи, который должен быть заранее известен или определен опытным путем, что не всегда возможно или крайне затруднительно; физические модели предложены для гладких горизонтальных теплоотдающих поверхностей, не учитывающих ориентацию последних в пространстве. В связи с этим была предложена теплофизическая модель процесса теплообмена при развитом пузырьковом кипении жидкостей на неизотермических оребренных поверхностях для температурного напора «ребро – кипящая жидкость» в пределах $\vartheta_{пк} \leq \vartheta \leq \vartheta_{кр1}$. Здесь $\vartheta_{пк}$ – температурный напор начала кипения; $\vartheta_{кр1}$ – температурный напор, соответствующий первому кризису кипения.

При построении модели рассматривалось уравнение теплового баланса для ребра

$$dQ = dQ_1 + dQ_2.$$

Левая часть уравнения представляет собой количество теплоты, передаваемой теплопроводностью в единицу времени в ребре и определяется по известной зависимости, а правая часть уравнения представляет собой количество теплоты, отводимой боковыми поверхностями ребра в единицу времени и расходуемой на парообразование dQ_1 и количество теплоты, расходуемой на преодоление сил инерции dQ_2 , которые удерживают паровой пузырь на теплоотдающей поверхности.

Таким образом, модель процесса теплообмена при кипении жидкостей на продольных ребрах может быть представлена в виде:

$$f_2(x) \frac{d^2 \vartheta}{dx^2} + \frac{df_2(x)}{dx} \frac{d\vartheta}{dx} = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left[\frac{\gamma^2 \rho_n a Ja^2 c_{ж} \vartheta}{\lambda L} + \gamma^2 \left(\frac{3200}{6} \right) \frac{\pi \rho_{ж} a^3 Ja^4}{R_0 \lambda L^2} \right].$$

Дифференциальное уравнение теплопроводности *обобщенного радиального ребра* будет

$$f_2(r) \frac{d^2 \vartheta}{dr^2} + \frac{f_2(r)}{r} \frac{d\vartheta}{dr} + \frac{df_2(r)}{dr} \frac{d\vartheta}{dr} = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left[\frac{\gamma^2 \rho_n a J a^2 c_{ж} \vartheta}{2\pi r \lambda} + \gamma^2 \left(\frac{3200}{12} \right) \frac{\rho_{ж} a^3 J a^4}{r \lambda d_0 \pi r_0} \right].$$

Используя дифференциальные уравнения, получим коэффициент теплоотдачи на обобщенном продольном ребре

$$a_* = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left[\frac{\gamma^2 \rho_n a J a^2 c_{ж}}{L} + \gamma^2 \left(\frac{3200}{6} \right) \frac{\pi \rho_{ж} a^3 J a^4}{L^2 \vartheta R_0} \right]$$

и на обобщенном радиальном ребре

$$a_* = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left[\frac{\gamma^2 \rho_n a J a^2 c_{ж}}{2\pi r} + \gamma^2 \left(\frac{3200}{24} \right) \frac{\rho_{ж} a^3 J a^4}{r \vartheta R_0 \pi r_0} \right].$$

Для различных профилей продольных и радиальных ребер коэффициент теплоотдачи будет определяться по одним и тем же уравнениям, так как в выражениях для различных профилей нет функции профиля ребра.

Коэффициент теплоотдачи продольного

$$Nu = Z J a^2 \gamma^2 \left(\frac{\rho_n}{\rho_{ж}} \right) \left(\frac{l_*}{L} \right) [1 + \Pi_{\text{прод}}]$$

и радиального обобщенного ребра в безразмерном виде:

$$Nu = Z J a^2 \gamma^2 \left(\frac{l_*}{2\pi r} \right) \left(\frac{\rho_n}{\rho_{ж}} \right) [1 + \Pi_{\text{рад}}].$$

Для шипов дифференциальное уравнение теплопроводности будет иметь вид:

$$\left[r(x) \frac{d^2 \vartheta}{dx^2} + 2 \frac{dr(x)}{dx} \frac{d\vartheta}{dx} \right] = \frac{4\varphi}{\pi^2 r(x) \lambda d_0^2} (\gamma^2 \rho_n a J a^2 c_{ж} \vartheta),$$

а коэффициент теплоотдачи будет

$$\alpha_* = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left(\frac{\gamma^2 \rho_n a J a^2 c_{ж}}{2\pi r_0^{\text{пр}}} \right).$$

Было проведено сравнение расчетных α с экспериментальными их значениями для продольного и поперечного типов оребрения при различных профилях ребер. Результаты сравнения представлены на рис. 5. Рабочие жидкости – ацетон и этиловый спирт. Давление насыщения – 0,1 МПа. Из рисунка видно, что средние расчетные значения коэффициентов теплоотдачи на ребрах удовлетворительно согласуются с экспериментальными значениями. Погрешность определения коэффициентов теплоотдачи составляет $\pm 20\%$.

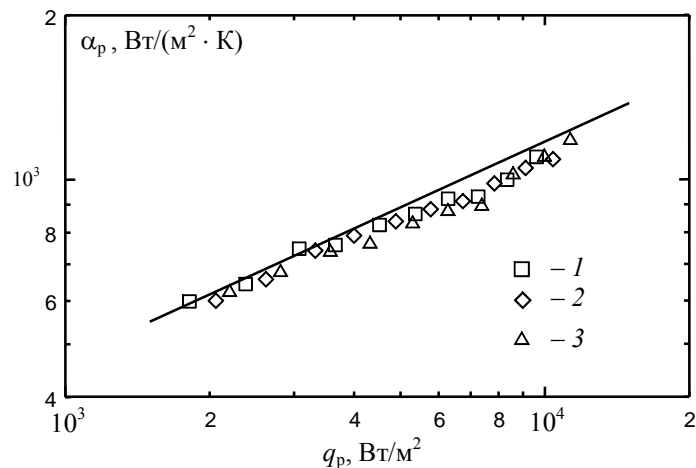


Рис. 5. Зависимость $\alpha_p = f(q_p)$ для продольного оребрения: (ацетон) сплошная линия – расчет по уравнению; символы – экспериментальные значения; 1 – прямоугольный профиль; 2 – трапециевидный; 3 – треугольный

На рис. 6 представлены результаты сравнения расчетных коэффициентов теплоотдачи на ребрах (цилиндрических шипах) постоянного поперечного сечения при кипении на них фреона-113 в диапазоне плотности теплового потока 40...600 кВт/м² при атмосферном давлении. Режим кипения – развитый пузырьковый. Из рисунка видно, что расчетные значения коэффициентов теплоотдачи удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными авторов и погрешность определения α составляет $\pm 30\%$.

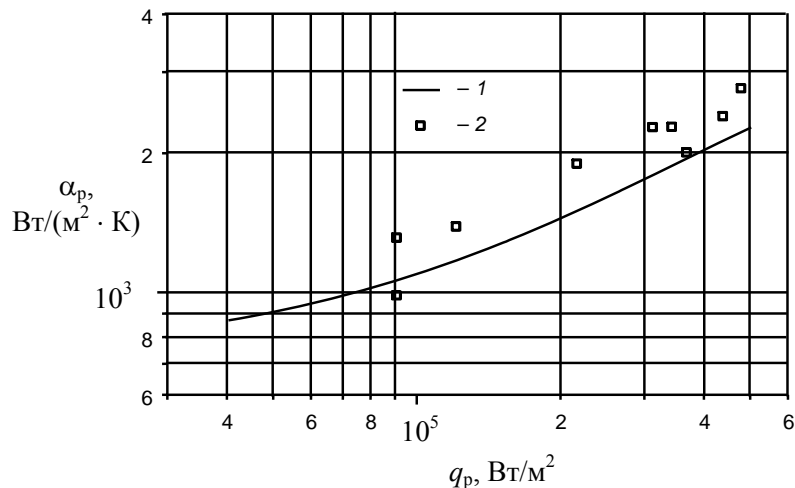


Рис. 6. Зависимости среднеинтегрального коэффициента теплоотдачи цилиндрического шипа от средней плотности теплового потока по шипу: 1 – расчет по уравнению; 2 – экспериментальные данные авторов

Заключение

1. Экспериментально установлено, что при кипении на неизотермической оребренной поверхности в исследованном диапазоне тепловых нагрузок кривая кипения имеет постоянный наклон ($n = \text{const}$ в выражении $\alpha = q^n$), что говорит об от-

сутствии кризисных явлений, приводящих к излому кривой кипения. Интенсивность теплоотдачи зависит от коэффициента оребрения, возрастая с ростом последнего.

2. Экспериментально установлена степень влияния давления насыщения на интенсивность теплоотдачи оребренной поверхности, показывающая монотонное снижение показателя степени k для ребра в соотношении $\alpha = f(p_n / p_{кр})^k$ при увеличении плотности теплового потока; причем это проявляется в большей степени, чем на несущей поверхности, где начиная с плотности теплового потока $q \approx 40$ кВт/м² влияние давления насыщения на интенсивность теплоотдачи проявляется слабо, что связано с меньшей степенью активации центров парообразования на ребре, обусловленной величиной перегрева теплоотдающей поверхности.

3. Впервые проведены экспериментальные исследования теплоотдачи при кипении озонобезопасного фреона-R134a на гладких технически шероховатых и оребренных поверхностях при давлениях насыщения 0,4...0,8 МПа в диапазоне плотностей тепловых потоков 8...63 кВт/м². Получены обобщенные критериальные зависимости для расчета интенсивности теплоотдачи при кипении R134a в исследованном диапазоне режимных параметров.

4. Впервые разработанная теплофизическая модель теплообмена при развитом пузырьковом кипении жидкостей на неизотермических оребренных поверхностях описывает процессы теплообмена как при продольном, так и при поперечном расположении ребер и решение уравнений теплофизической модели, полученное численным методом, позволяет получить распределение температур и коэффициентов теплоотдачи по высоте ребра. Результаты численного расчета удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными, полученными при кипении ацетона и этилового спирта на продольных и поперечных ребрах различного профиля с погрешностью ± 15 %.

5. Экспериментально и теоретически установлено, что при развитом пузырьковом кипении интенсивность теплоотдачи не зависит от типа и профиля неизотермической оребренной поверхности, а определяется только режимными параметрами, теплофизическими свойствами жидкости, геометрическими размерами оребренной поверхности и внутренними характеристиками процесса кипения.

6. Впервые предложена обобщающая зависимость для расчета коэффициента теплоотдачи ребра как в размерном так и в безразмерном виде, удовлетворительно согласующаяся с экспериментальными данными с погрешностью 15...30 %, что говорит о возможности применения полученных зависимостей для расчета теплообменных аппаратов испарительного типа с оребренными поверхностями без привлечения эмпирических зависимостей и проведения экспериментальных исследований.