

УДК 621.5

## **ИНТЕНСИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ДЛЯ ИСПАРИТЕЛЕЙ ХОЛОДИЛЬНЫХ И ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК НА СМЕСЕВЫХ ОЗОНОБЕЗОПАСНЫХ ГИДРОФТОРУГЛЕРОДАХ**

**Е. Н. МАКЕЕВА, О. А. КНЫШ**

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

**Ключевые слова:** интенсивность теплообмена, испаритель, холодильные установки, теплонасосные установки, оребренные поверхности, пористые поверхности.

### **Введение**

Испарители являются одним из основных элементов холодильных и теплонасосных установок. Испаритель в тепловых насосах и холодильных установках предназначен для того, чтобы при низкой температуре отбирать теплоту из окружающей среды или от теплоносителя; при этом хладагент переходит из жидкой фазы в парообразную. В связи со значительным различием коэффициентов теплоотдачи потока газов и жидкостей применяются и различные конструкции испарителей. В зависимости от конструкции испарители для охлаждения жидкостей делят на следующие типы: кожухотрубные с кипением хладагента снаружи труб (затопленные); кожухотрубные с кипением хладагента в трубах; панельные; оросительные и др.

Специфика работы данных испарителей обуславливает относительно низкую интенсивность теплообмена и, как следствие, – неблагоприятные энергетические, массогабаритные и стоимостные показатели испарителей. Интенсивность процесса теплопередачи определяется конструкцией испарителя, видом и компоновкой теплообменной поверхности, свойствами хладагента и хладоносителя, режимными параметрами и условиями эксплуатации. При определении путей совершенствования кожухотрубных испарителей необходим учет всех перечисленных факторов. Улучшение основных показателей испарителей во всех случаях связано с повышением интенсивности теплообмена как со стороны кипящего хладагента, так и со стороны хладоносителя [1].

При малых температурных напорах (или малых плотностях теплового потока) и низких температурах насыщения, характерных для работы холодильных и теплонасосных установок, процесс кипения хладагентов на технически гладких трубах носит неразвитый характер, и коэффициенты теплоотдачи хладагента имеют низкие значения. Для улучшения теплотехнических и энергетических характеристик испарителей интенсификация процесса теплоотдачи к кипящему хладагенту имеет важное практическое значение. Перспективными направлениями решения этой задачи являются совершенствование конструкций испарителей, а также поиск типов теплообменных поверхностей, интенсифицирующих процесс парообразования. Для реализации второго из указанных направлений были проведены исследования процесса кипения смесевых гидрофторуглеродов на разных поверхностях и при различных условиях. Анализ механизма кипения жидкостей на гладких поверхностях показывает, что вы-

сокой интенсивности теплообмена можно достигнуть только при высоких температурных напорах или плотностях теплового потока, т. е. в области развитого пузырькового кипения. Однако увеличение этих показателей может привести к существенному ухудшению энергетических показателей установки [2].

Одним из путей интенсификации теплообмена со стороны кипящего хладагента является создание благоприятных поверхностных условий. Состояние поверхности нагрева влияет на условия зарождения, роста и отрыва паровых пузырей, плотность центров парообразования и т. д. Для интенсивного парообразования необходимо создание условий, облегчающих зарождение паровых пузырей, увеличение числа активных центров парообразования, а также обеспечение наибольшей площади поверхности соприкосновения парового пузыря в процессе его роста с теплоотдающей поверхностью. Изменение поверхностных условий может быть достигнуто различными способами: применение оребрения с определенными геометрическими параметрами, нанесение на поверхность различного рода покрытий, структурирование поверхности и др. Изучению влияния типа поверхности на интенсивность теплообмена при кипении смесевых озонобезопасных хладагентов и посвящена данная статья [3], [4].

Целью работы являлось экспериментальное исследование процесса теплообмена при кипении смесевых озонобезопасных хладагентов R404a, R407c и R410a на различных интенсивных теплоотдающих поверхностях в испарителях холодильных и теплонасосных установок.

Экспериментальные исследования проводились на стенде, представляющем собой рабочую испарительную камеру, сверху к которой по центру перпендикулярно присоединен теплообменник-конденсатор [5].

В качестве экспериментальных поверхностей были выбраны: гладкая стальная труба диаметром 25 мм; поперечно-оребрённая труба диаметром 50 мм с трапециевидальным профилем ребра; медная труба с пористым покрытием диаметром 30 мм. Исследования проводились в условиях свободного движения рабочего тела при давлениях насыщения  $p_n = 0,9-1,4$  МПа и плотностях теплового потока  $q = 5-35$  кВт/м<sup>2</sup>.

В холодильных и теплонасосных установках получили распространение ребристо-трубные испарители, изготавливаемые из труб, оребренных различными способами. Оребрение труб часто применяют для увеличения наружной теплопередающей поверхности. При кипении жидкостей на ребристых поверхностях вследствие термического сопротивления теплопроводности в ребрах возникают градиенты температуры, величина которых зависит от геометрических размеров ребра, коэффициента теплопроводности материала ребра, теплофизических свойств жидкости и условий охлаждения. Вследствие падения температуры от основания к вершине ребра местные температурные напоры по высоте ребра могут соответствовать различным режимам кипения [4], [5].

Таким образом, применение ребер при отводе теплоты кипящей на них жидкости приводит к тому, что даже при температурах в основании, соответствующих пленочному режиму кипения, за счет передачи ребром теплоты теплопроводностью и, как следствие, – падения температурного напора по высоте ребра, на поверхности ребра существует развитый пузырьковый и переходный режимы кипения. В сочетании с эффектом развития поверхности теплообмена через основание ребра могут быть переданы тепловые потоки, плотностью в несколько раз превышающие  $q_{кр1}$  при умеренных температурных напорах. В связи с этим применение оребренных поверхностей для отвода тепловых потоков высокой плотности в кипящую жидкость представляет значительный интерес.

Как показывают эксперименты, коэффициенты теплоотдачи при кипении фреонов на ребристой поверхности  $\alpha_p$  значительно выше, чем на гладкой  $\alpha_{гг}$ . В области развитого кипения  $\alpha$  для ребристых труб выше, чем для гладких, особенно при малых величинах плотности теплового потока  $q$  и низких давлениях  $p$ . Влияние  $q$  и  $p$  на теплообмен для ребристых труб проявляется в меньшей степени, чем для гладких [4].

Наиболее эффективным и надежным способом интенсификации теплообмена при кипении является применение пористых металлических покрытий, при этом пористая структура образуется нанесением на поверхность трубы металлического порошка определенной зернистости, и формируется пористый слой с разветвленной системой сообщающихся между собой капиллярных каналов, через которые происходят эвакуация пара и подпитка пористой структуры жидкостью, подтекающей сюда под действием сил поверхностного натяжения. Кипение происходит как внутри пористого покрытия, так и на его поверхности. Высокая интенсивность теплообмена свидетельствует о том, что пористая структура создает весьма благоприятные условия для зарождения и роста паровых пузырей. Опыты показали, что устойчивое развитое кипение на поверхностях с пористыми покрытиями устанавливается при весьма незначительных температурных напорах (перегревах жидкости). Основной причиной этого является то, что в данном случае поверхности раздела фаз возникают внутри пористого слоя. При выбросе паровой фазы из пористой структуры в последней всегда остаются паровые включения, в которые испаряется тонкая пленка жидкости, обволакивающая стенки капиллярных каналов. Испарение микропленки происходит по всей поверхности капиллярного канала, высота его равна толщине пористого покрытия. Таким образом, элементы пористой структуры сами являются центрами зарождения паровой фазы. Не менее важное значение имеет и то, что в пористой структуре перегрев поступающей в капилляры жидкости происходит в условиях весьма высокой интенсивности теплообмена. В условиях сильно развитой поверхности пористого слоя только за счет подогрева жидкости можно отводить от стенки весьма большие тепловые потоки. Снижение необходимого перегрева и интенсивный подогрев жидкости также способствуют интенсификации теплообмена на трубах с пористыми структурами [6], [7].

Визуальные наблюдения за процессом кипения показали наличие устойчивого пузырькового кипения на поверхностях с пористыми покрытиями в области малых температурных напорах, при которых для ребристых и особенно гладких труб характерен режим свободной конвекции. При этом число стабильно действующих центров парообразования существенно выше, а отрывные размеры пузырей меньше, чем на гладких поверхностях.

На рис. 1 приведено сравнение интенсивности теплообмена при кипении фреонов R407c, R404a и R410a на различных типах поверхностей. Используются данные при кипении на оребренной поверхности с трапецевидным профилем ребра и пористой поверхности с толщиной 1 мм и средним диаметром частиц 100 мкм.

Как видно из рис. 1, коэффициенты теплоотдачи при кипении исследуемых хладагентов на поверхности со спеченным капиллярно-пористым покрытием значительно выше, чем на гладкой, что позволяет сделать вывод о преимуществе пористых покрытий. Применение испарительных трубок с нанесенным капиллярно-пористым покрытием приведет к снижению массогабаритных показателей установок за счет интенсификации теплообмена и меньших размеров трубок по сравнению с оребренными.

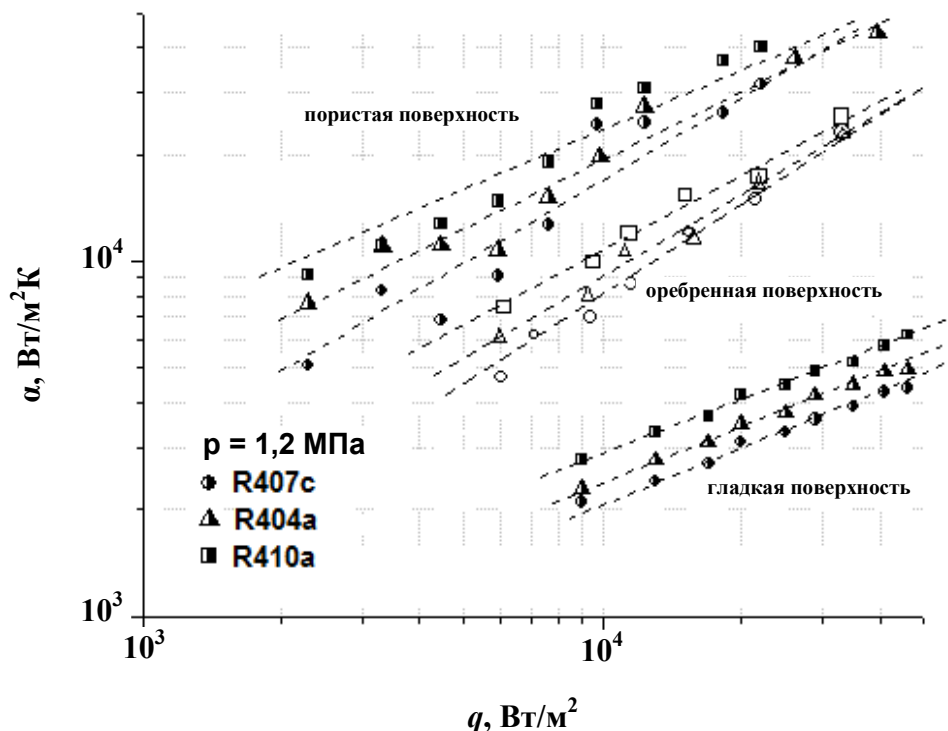


Рис. 1. Экспериментальные зависимости  $\alpha = f(q)$  для различных типов поверхности

Для обоснования эффективности применения испарителей холодильных и теплонасосных установок с поперечным оребрением и с высокотеплопроводным спеченным капиллярно-пористым покрытием произвели расчет по методике для горизонтального кожухотрубного испарителя затопленного типа [8], [9]. Хладагент – R410a. На основании расчета цикла одноступенчатой теплонасосной установки в качестве исходных данных для расчета испарителя приняты: тепловая мощность испарителя = 60,4 кВт; температура входа воды = 5 °С; температура выхода воды из испарителя = 2 °С; температура кипения хладагента = –10 °С.

Целью расчета является определение удельного теплосъема аппарата (плотность теплового потока), коэффициента теплопередачи и теплопередающей поверхности (площадь поверхности аппарата).

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность:

- 1) для гладкотрубной – трубы медные  $20 \times 1,5$ ;
- 2) для оребренной – трубы медные  $20 \times 1,5$  с ребрами:
  - коэффициент оребрения –  $\beta = 14,96$ ;
  - внутренний диаметр –  $d_{\text{вн}} = 17 \text{ мм}$ ;
  - диаметр по окружности ребер –  $d_{\text{р}} = 30 \text{ мм}$ ;
  - диаметр по окружности впадин –  $d_{\text{вп}} = 20 \text{ мм}$ ;
  - шаг ребер –  $s_{\text{р}} = 3 \text{ мм}$ ;
  - толщина ребра у вершины –  $\delta = 0 \text{ мм}$ ;
  - угол между ребрами –  $\alpha = 11 \text{ град}$ ;
- 3) для пористого покрытия – трубы медные  $20 \times 1$ .

Расчетные соотношения для коэффициентов теплоотдачи:

– для гладких труб:

$$\frac{\alpha l_0}{\lambda_{\text{ж}}} = 75 \left( \frac{q}{r \rho_{\text{п}} \omega''} \right)^{0,7} \left( \frac{v}{a} \right)^{-0,2}; \quad (1)$$

– для оребренных труб:

$$\frac{\alpha l_0}{\lambda} = 7 \cdot 10^{-4} \left( \frac{q l_0}{r p \omega''} \right)^{0,7} \left( \frac{p l_0}{\sigma} \right)^{0,7} \left( \frac{v}{a} \right)^{0,5}; \quad (2)$$

– для труб с пористым покрытием:

$$\frac{\alpha d_{\text{ч}}}{\lambda_{\text{ж}}} = 45 \left( \frac{\delta_{\text{рс}}}{d_{\text{ч}}} \right)^{0,7} \left( \frac{q}{r p_{\text{п}} \omega''} \right)^{0,9} \left( \frac{v}{a} \right)^{0,6}. \quad (3)$$

В работах [4], [10], [11] опытные данные по кипению смесевых гидрофторуглеродов на различных теплоотдающих поверхностях удовлетворительно обобщаются в широком интервале параметров: давлений ( $p_{\text{н}} = 0,9\text{--}1,4$  МПа) и тепловых нагрузок ( $q = 5\text{--}35$  кВт/м<sup>2</sup>). Соотношения (1)–(3) позволяют вычислять коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$  с погрешностью  $\pm 20\%$ , поэтому предложенные зависимости могут быть использованы в данном расчете характеристик теплообменных аппаратов испарительного типа.

Решая систему уравнений, находим параметры теплопередающей поверхности (см. таблицу).

#### Результаты расчета

| Параметр   | Поверхность     |                    |                              |
|--|-----------------|--------------------|------------------------------|
|  | из гладких труб | из оребренных труб | из труб с пористым покрытием |
| Плотность теплового потока в аппарате                        | 1949            | 3957               | 6223                         |
| Разность температур кипения и стенки трубы                   | 5,5             | 4,1                | 2,5                          |
| Площадь внутренней теплопередающей поверхности               | 31              | 15,26              | 9,96                         |
| Число труб, размещаемых по диагонали внешнего шестиугольника | 19              | 13                 | 11                           |
| Диаметр кожуха   | 0,48            | 0,51               | 0,36                         |
| Число ходов в аппарате                                       | 6               | 4                  | 2                            |
| Общее число труб в аппарате                                  | 192             | 96                 | 64                           |
| Площадь теплопередающей поверхности                          | 31              | 15,48              | 10,36                        |
| Гидравлическое сопротивление                                 | 7717            | 4112               | 2632                         |

Результаты расчета показали, что наиболее эффективными являются испарители для охлаждения жидкостей с теплопередающей поверхностью с пористым покрытием.

#### Заключение

Исходя из вышеизложенного, можно сделать следующие выводы:

1. На основании экспериментальных исследований получены критериальные уравнения для расчета интенсивности теплоотдачи при кипении озонобезопасных хладагентов R404a, R407c и R410a на поверхностях с наружным поперечным оребрением и поверхностях с высокотеплопроводным спеченным капиллярно-пористым покрытием. Опытные данные удовлетворительно обобщаются в широком интервале параметров пористого слоя, давлений ( $p_{\text{н}} = 0,9\text{--}1,4$  МПа) и тепловых нагрузок ( $q = 5\text{--}35$  кВт/м<sup>2</sup>). Соотношение позволяет вычислять коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$  с погрешностью  $\pm 20\%$ .

Предложенная зависимость может быть использована в инженерных расчетах характеристик теплообменных аппаратов испарительного типа.

2. Коэффициенты теплоотдачи при кипении исследуемых хладагентов на поверхности со спеченным капиллярно-пористым покрытием значительно выше, чем на гладкой (в 4 раза), и в 1,5 раза выше, чем на оребренной поверхности, что позволяет сделать вывод о преимуществе пористых покрытий. Кипение на капиллярно-пористых покрытиях приводит к снижению массогабаритных показателей испарителей за счет интенсификации теплообмена и меньших размеров трубок по сравнению с оребренными.

3. Произведена оценка эффективности кожухотрубного испарителя теплонасосной установки с применением поперечного оребрения и с высокотеплопроводным спеченным капиллярно-пористым покрытием, на основании которой доказано снижение материалоемкости и массогабаритных показателей теплообменных аппаратов с капиллярно-пористым покрытием по сравнению с теплообменными аппаратами с гладкой и оребренной поверхностью.

### Литература

1. Данилова, Г. Н. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 303 с.
2. Интенсивные теплообменные поверхности для кожухотрубных испарителей / В. А. Дюндин // Теплоэнергетика. – 1990. – № 12. – С. 18–22.
3. Овсянник, А. В. Теплообмен при кипении на развитых поверхностях / А. В. Овсянник. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2004. – 371 с.
4. Исследование тепло- и массопереноса при фазовых превращениях однокомпонентных и смесевых озонобезопасных хладагентов : отчет о НИР (заключ.) / Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого ; рук. темы А. В. Овсянник. – Гомель, 2015. – 101 с. – № ГР 20141921.
5. Макеева, Е. Н. Теплообмен при кипении смесевых озонобезопасных хладагентов на оребренных теплоотдающих поверхностях / Е. Н. Макеева // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2015. – № 3. – С. 72–78.
6. Овсянник, А. В. Определение параметров теплообмена при парообразовании смесевых хладагентов на высокотеплопроводных порошковых спеченных капиллярно-пористых покрытиях / А. В. Овсянник, Е. Н. Макеева // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. – 2018. – Т. 61, № 1. – С. 70–79.
7. Dawidowicz, B. Heat transfer and pressure drop during flow boiling of pure refrigerants and refrigerant/oil mixtures in tube with porous coating / B. Dawidowicz, J. Cieslinski // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2012. – V. 55. – P. 2549–2558.
8. Данилова, Г. Н. Тепловой расчет горизонтальных кожухотрубных аппаратов с применением ЭВМ / Г. Н. Данилова. – Л. : ЛТИХП, 1989. – 32 с.
9. Данилова, Г. Н. Сборник задач по процессам теплообмена в пищевой и холодильной промышленности / Г. Н. Данилова. – 4-е изд. – М. : Колос, 1995. – 303 с.
10. Исследование процесса теплообмена при парообразовании озонобезопасных хладагентов на гладких поверхностях / А. В. Овсянник [и др.] // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2013. – № 1 (52). – С. 68–74.
11. Овсянник, А. В. Моделирование процессов теплообмена при кипении жидкостей / А. В. Овсянник. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2012. – 284 с.