

УДК 621.56

## Современные теплообменные аппараты в низкотемпературной технике и перерабатывающих производствах

Канд. техн. наук **Малышев А.А.**, канд. техн. наук **Мамченко В.О.**,

канд. техн. наук **Мизин В.М.**, **Киссер К.В.**

Университет ИТМО

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

*Теплообменные аппараты в значительной степени определяют массогабаритные и энергетические показатели холодильных машин. Так, суммарная масса испарителя и конденсатора составляет 50÷70 % общей массы парокompрессионных холодильных машин, а в теплоиспользующих - достигает 90 %. Необратимые потери, обусловленные передачей теплоты при конечных разностях температур в аппаратах, составляют 30÷50 % общих энергетических затрат холодильных машин. Значительные потери энергии вызваны также преодолением сопротивлений при движении жидких и газообразных рабочих сред в аппаратах. Все перечисленное определяет необходимость поиска наиболее оптимальных конструкций теплообменной аппаратуры для холодильной техники и режимов ее эксплуатации.*

*Авторы проанализировали конструкции и теплотехнические характеристики современных теплообменных аппаратов, используемых в качестве испарителей и конденсаторов холодильных машин, и рассматривают некоторые из них, по мнению авторов, наиболее перспективных.*

**Ключевые слова:** кожухотрубная теплообменная аппаратура, внутритрубное кипение, коэффициент теплоотдачи, пластинчатые испаритель и конденсатор, кипение в щелевых, мини и микроканалах.

---

## Modern heat exchanging devices in low-temperature technology and processing industries

*Ph.D. Malyshev A.A., Ph.D. Mamchenko V.O.,*

*Ph.D. Mizin V.M., Kisser K.V.*

*ITMO University*

*191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9*

*Heat exchanging devices to a great extent determine weight and size and energy indicators of refrigeration equipment. Thus, the total mass of the evaporator and condenser is 50 ÷ 70% of the total mass of vapor compression refrigerating machine, and heat-refrigerating machines reaches 90%. Irreversible losses energy caused by due to heat transfer at finite temperature differences in the apparatus is 30 ÷ 50% of the total energy consumption of refrigeration equipment. Significant losses energy caused by also overcoming resistance when driving liquid and gaseous the workers media in the apparatus. All of the above determines the need to find the most optimal designs of the heat transfer equipment for refrigeration and modes of operation.*

*The authors analyzed the constructions and thermal performances of modern heat exchangers used as evaporators and condensers of refrigerating machines, and consider some of them, according to the authors, the most promising.*

**Keywords:** shell-and-tube heat transfer apparatus; intra pipe boiling; thermolysis coefficient; plate type evaporator and condenser; boiling in small channels, boiling in mini- and micro channels.

### Кожухотрубные испарители

Интенсифицировать теплообмен в рассматриваемом типе аппаратов можно как со стороны теплоносителя, так и со стороны рабочего вещества.

Процесс кипения в плотных пучках труб кожухотрубного испарителя сопровождается подъёмом парожидкостной смеси снизу вверх и сходен с механизмом кипения в вертикальном канале сложной формы. В данных условиях, приближенных к вынужденному, направленному движению, интенсивность теплоотдачи будет определяться самим процессом парообразования и конвективной составляющей [1]:

$$q = q_{\text{кип}} + q_{\text{конв}} \quad (1)$$

где:  $q_{\text{кип}}$  – передача теплоты за счет пузырькового кипения на стенке трубы;

$q_{\text{конв}}$  – конвективная составляющая.

Общая картина процесса кипения имеет сложный характер и во многом определяется гидродинамическими характеристиками двухфазного потока.

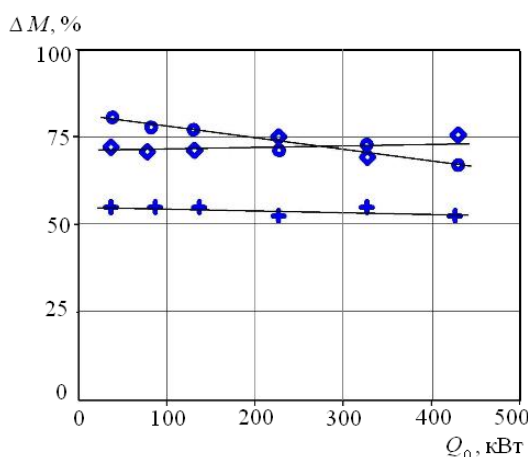
Интенсификация конвективного теплообмена и самого процесса кипения может быть достигнута увеличением скорости двухфазного потока хладагента. Кроме этого необходимо рациональное распределение потоков парожидкостной смеси и жидкости в аппарате, а также создание оптимальных гидродинамических условий в зоне циркуляции этих потоков [2, 3].

Одним из путей решения проблемы является использование экранов. Экран помещается между корпусом аппарата и пучком труб, разделяя двухфазный поток с помощью гравитационных сил на две части: восходящий (пар и жидкость в пучке) и опускной (жидкость) потоки [4]. Благодаря этому происходит снижение гидравлического сопротивления в опускном канале для жидкости, что приводит к увеличению скорости смеси и, следовательно, теплоотдачи.

Эксперимент показал, что в диапазоне  $t_0 = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $q = 1500\div 6500\text{ Вт/м}^2$  установка экрана приводит к повышению коэффициента теплопередачи в хладоновом испарителе (хладон R22) с гладкими трубами (диаметр  $25\times 3\text{ мм}$ ) на  $20\div 30\%$ , а в аммиачных – в  $1,4\div 1,6$  раза.

Другим направлением повышения эффективности аммиачных испарителей является уменьшение диаметра ( $d$ ) теплообменных труб. В отечественных аппаратах средней производительности применяется гладкая стальная труба  $d = 25\times 2$ . За рубежом используются трубы ещё меньших размеров (до 12 мм), что позволяет значительно улучшить массогабаритные показатели аппаратов.

Из рис. 1 видно, что металлоемкость испарителей с трубами  $d = 16\times 1,5\text{ мм}$  (без экрана) и  $d = 25\times 2\text{ мм}$  (с экраном) может быть снижена в среднем до 38%, а в варианте  $d = 16\times 1,5\text{ мм}$  (с экраном) – в 1,8 раза.



**Рис. 1. Влияние размеров труб и экранов на металлоемкость испарителей:**

$\diamond$  –  $d = 16\times 1,5\text{ мм}$  (без экрана);  $\circ$  –  $d = 25\times 2\text{ мм}$  (с экраном);  $+$  –  $d = 16\times 1,5\text{ мм}$  (с экраном)

Следует отметить, что предложенные практические решения позволяют унифицировать аммиачные испарители (с экраном) и конденсаторы, при этом установка экрана практически не усложняет технологию сборки испарителей.

### Кожухотрубные конденсаторы

Коэффициенты теплоотдачи при конденсации на пучках гладких труб горизонтального кожухотрубного конденсатора существенно превышают таковые для вертикальных аппаратов и могут быть рассчитаны по зависимости

$$\alpha = \alpha_N \cdot n^{-0,167},$$

где:  $\alpha_N$  – коэффициент теплоотдачи, определяемый по известному уравнению Нуссельта,  $n$  – число труб по вертикали в пучке.

Оребрение труб пучка позволяет, во-первых, увеличить общую площадь поверхности конденсации, а во-вторых – использовать силы поверхностного натяжения, которые стягивают образующуюся пленку конденсата к основанию ребер. Оба фактора приводят к существенной интенсификации процесса теплопереноса в горизонтальных конденсаторах с оребренными трубами пучка.

Расчетные зависимости при этом приобретают вид:

- коэффициенты теплоотдачи при конденсации движущегося пара на одиночной оребренной трубе

$$\alpha_{opW} = 0,43(Re'')^{0,12} \cdot (Pr'')^{-0,33},$$

- коэффициенты теплоотдачи при конденсации движущегося пара на пучке оребренных труб

$$\alpha_{ПорW} = \alpha_{opW} \cdot n_{cp}^{-0,16}.$$

Здесь  $n_{cp}$  – среднее число труб в пучке;  $n_{cp} = 0,92n_{общ}^{0,5} \cdot (S_{\Gamma}/S_B)^{0,5}$ ,

где:  $n_{общ}$  – общее число труб в конденсаторе,  $S_{\Gamma}$  и  $S_B$  – шаг труб в пучке по горизонтали и вертикали, соответственно.

### Испарители с кипением хладагентов внутри труб и каналов (далее внутриканальное кипение)

Испарители с внутриканальным кипением обеспечивают выполнение двух основных требований, предъявляемым к современным теплообменным аппаратам: минимизация емкости хладагента, и их относительно высокая энергетическая эффективность.

Внутриканальное кипение имеет ряд особенностей, отличающих этот процесс от кипения в большом объеме. Кипение внутри каналов происходит в стесненных условиях, что обуславливает разнообразие режимов течения. В общем случае это пузырьковый, снарядный, кольцевой и эмульсионный. В горизонтальных трубах существуют также волновой и расслоенный режимы.

В отличие от уравнения (1) передача теплоты при кипении в трубах и каналах определяется тремя составляющими [1] то есть, здесь учитывается передача теплоты и за счет испарения с поверхности пленки жидкости

$$q = q_{кип} + q_{конв} + q_{исп}. \quad (2)$$

Вклад каждой составляющей различен в зависимости от геометрических параметров, свойств хладагента, скоростей и режимов течения.

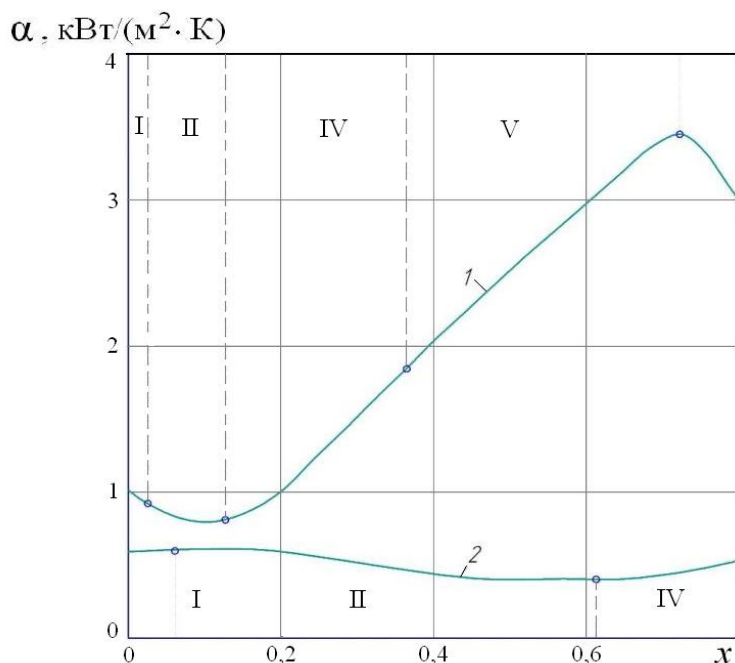
Интересна работа [10], посвященная теплопередаче при кипении хладагента R134 и R404 в трубе с наружным диаметром 13,57 мм и высотой ребер на внутренней поверхности трубы 0,24 мм.

Опыты проводились при температурах кипения от 10 до  $-20$  °С. При массовой скорости  $150 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  не было обнаружено существенного воздействия на теплообмен плотности теплового потока, а основное влияние на локальную теплоотдачу оказывает массовое расходное паросодержание  $x$ . При этом в диапазоне  $x = 0,3 \div 0,8$  коэффициент теплоотдачи изменяется от  $8000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  до  $14000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Что касается расчета теплообмена в испарителях с кипением внутри труб, то при отсутствии практически пригодных аналитических решений, эмпирические соотношения пока являются единственными принятыми в расчетной практике. Наиболее перспективным направлением представляется методика, основанная на интегрировании локальных значений теплоотдачи при использовании истинных скоростей фаз с учетом режимов течения. Такой подход был разработан и апробирован для хладагентов R12 и R22 [8] и использован В. Ф. Шуршевым [9] при внутритрубном кипении смесей R22 и R142в.

Общий вид зависимости локальных коэффициентов теплопередачи от массового расходного паросодержания показан на рис. 2 [8].

Видно, что теплоотдача резко возрастает с переходом к кольцевому режиму, что объясняется увеличением вклада испарения  $q_{\text{кип}}$  и снижением термического сопротивления пристенной пленки жидкости за счет ее турбулизации паровым ядром. При этом, как следует из рисунка, кольцевой режим наступает лишь при значительных скоростях на входе (линии 1 и 2)



**Рис. 2. Зависимость локального коэффициента теплоотдачи R12 от массового паросодержания при  $t_0 = -18$  °С,  $d_{\text{вн}} = 10$  мм,  $q = 5 \text{ кВт}/\text{м}^2$ : 1 —  $\omega_r = 244 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ; 2 —  $\omega_r = 50 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ; I — снарядный режим; II — волновой; IV — волновой кольцевой; V — кольцевой**

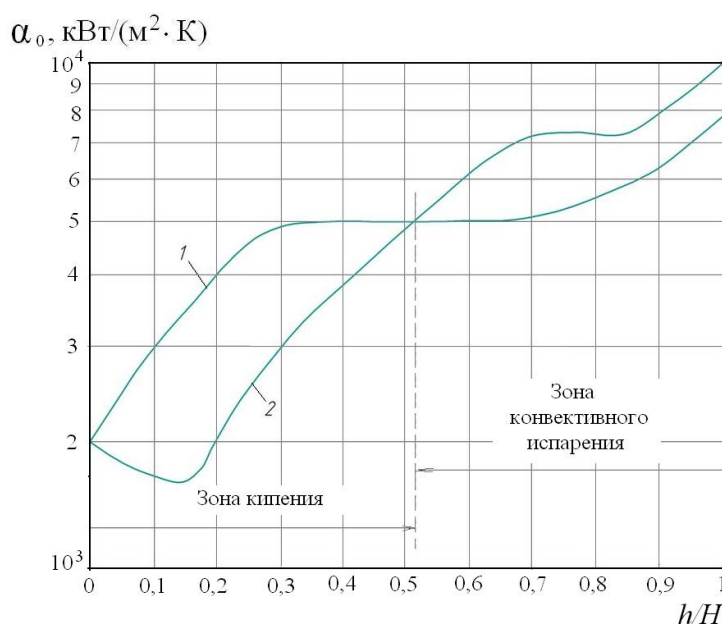
Следовательно, одной из задач, интенсификации испарителей с внутриканальным кипением является обеспечение условий перехода к кольцевому (стержневому) режиму течения. По мнению авторов, для горизонтальных труб наиболее физически обоснованной является методика предсказания режимов, основанная на истинном объемном паросодержании  $\phi$ . В частности, при кипении в горизонтальных трубах может быть рекомендована карта режимов  $\phi - Fr_0$  [8].

### Пластинчатые теплообменники

Теплопередача в пластинчатых аппаратах осуществляется между потоком однофазного хладоносителя и кипящим или конденсирующимся хладагентом. Потоки движутся в смежных щелевых каналах сложной формы. Теплоотдача со стороны хладоносителя в канале с малым эквивалентным диаметром достаточно хорошо изучена и имеются надежные расчетные методики для теплообмена и потерь давления [1], [12].

Теплообмен *при кипении* в щелевом канале, осложненный наличием гофр, до настоящего времени представляет серьезную задачу не только для инженеров, но и для исследователей, хотя режимы течения в щелевых каналах не имеют принципиальных отличий от двухфазных потоков в вертикальных трубах [1].

Уравнение (2), включающее три составляющие, отводимой теплоты, вполне соответствует механизму кипения в щелевых каналах. Но при кипении в большом объеме основная часть теплоты отводится за счет  $q_{кип}$  и в некоторой степени за счет конвективной составляющей  $q_{конв}$ . В трубах увеличивается вклады  $q_{конв}$ , а при кипении в стесненном пространстве при условии примерного равенства эквивалентного диаметра отрывному диаметру пузыря ( $\delta \approx D_0$ )  $q_{исп}$  играет решающую роль. Пузырьки пара, зародившиеся на входном участке в канале, быстро вырастают до размера щелевого зазора, образуя режим «слитных пузырей». Резкий рост пузырей объясняется именно механизмом испарения. Далее наступает стержневой режим, для которого характерен интенсивный рост теплоотдачи рис. 3.



**Рис. 3. Характер локальной теплоотдачи по высоте канала при кипении NH<sub>3</sub> для различных температур кипения ( $\delta = 1,5$  мм,  $H = 1,5$  м,  $q = 5 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup>): 1 –  $t_0 = -10$  °C; 2 –  $t_0 = -30$  °C**

В результате в щелевых каналах стержневой режим существует на большей протяженности, чем в обычных круглых трубах, чем и обусловлена высокая эффективность пластинчатых испарителей.

При *конденсации* пара рабочего вещества в каналах пластинчатых конденсаторов сетчатопоточного типа образующийся поток парожидкостной смеси, обтекая точки контакта гофров пластин и впадины между ними, постоянно испытывает так называемый диффузорно - конфузорный эффект, при котором попеременно изменяется давление потока. Это, в свою очередь, способствует появлению

вихревых зон, приводящих к турбулизации образованной на стенке пленки конденсата и даже ее утоньшению.

Подобное явление, но в меньшей мере наблюдается и при конденсации в каналах ленточно-поточного типа. Для них характерно большее влияние на интенсивность теплообмена имеет скорость парожидкостного потока, что обусловлено меньшим эквивалентным диаметром канала таких аппаратов.

Промышленные испытания показали, что коэффициенты теплопередачи аммиачного пластинчатого конденсатора поверхностью  $50 \text{ м}^2$  в  $2 \div 2.5$  раза превышают кожухотрубные конденсаторы.

Следует отметить, что для повышения интенсивности теплопередачи при конденсации аммиака в пластинчатых аппаратах следует, как правило, увеличивать теплоотдачу со стороны охлаждающей воды, поскольку она ниже, чем теплоотдача при конденсации хладагента. При конденсации рабочих веществ с относительно низкой теплопроводностью жидкой фазы, какими являются фреоны, основным термическим сопротивлением является теплообмен со стороны конденсации. Отсюда практический вывод: увеличивать скорость парожидкостного потока, а этого при прочих равных условиях можно достичь применением каналов пластинчатой аппаратуры с малой шириной каналов. Наличие гофров только увеличит теплообмен, поскольку даже небольшая турбулизация потока малотеплопроводного конденсата существенным образом интенсифицирует теплообмен.

Сравнение характеристик пластинчатой теплообменной аппаратуры с традиционной кожухотрубной свидетельствует о существенных преимуществах пластинчатых теплообменников, таких как:

- высокие коэффициенты теплопередачи при сравнительно небольших гидравлических сопротивлениях;
- компактность, меньшие массы пластинчатых аппаратов, а также существенное сокращение внутреннего объема по рабочим средам;
- имеется также целый ряд эксплуатационных технологических преимуществ;
- простота очистки теплообменной поверхности: химический способ – промывка с применением специальных составов, не разрушающих материал пластин и припоя для паяных или сварных теплообменников.

### **Испарители с кипением хладагентов в малых каналах (Компактные теплообменники)**

Одним из новейших направлений развития науки в области внутриканального кипения являются изучение кипения в малых каналах.

Пока это направление является в целом поисковым и результаты исследований вида не нашли широкого практического применения.

Известен зарубежный опыт исследования компактных теплообменников в системах охлаждения топливных элементов ядерных и химических реакторов, в тепловых насосах, системах автомобильного кондиционирования и в холодильной технике.

Проблемам компактных теплообменников посвящена работа Д. Ховалыг и А. В. Бараненко [11].

Работа носит обзорный характер. Ссылаясь на работы американских коллег, авторы [11] приводят современную классификацию целевых каналов в зависимости от гидравлического диаметра  $D_n$ :

- традиционные каналы,  $D_n > 3$  мм;
- миниканалы,  $200 \text{ мк} < D_n < 3$  мм;
- микроканалы,  $10 \text{ мк} < D_n < 200 \text{ мк}$ .

Авторы приводят карты режимов в малых каналах и различные подходы к описанию гидродинамических процессов.

Отмечая безусловную перспективу этого типа теплообменников, авторы [1] формулируют основные вопросы, стоящие перед исследователями, и на которые пока нет однозначного ответа:

1. Каким образом малый размер канала влияет на парообразование и на вынужденное течение двухфазного потока?
2. Каков характер изменения коэффициента теплоотдачи и градиент давления по длине канала?
3. Какие различия существуют в поведении потока при течении в одиночном канале и нескольких параллельных?
4. Каким образом обеспечивается равномерность распределения хладагента по параллельным каналам?

В данной работе рассмотрены некоторые типы испарителей холодильных машин и основные направления их интенсификации. Для дальнейшего развития холодильного аппаратостроения и оптимизации эксплуатационных характеристик низкотемпературных машин необходимы глубокие исследования на современном уровне с учетом требований времени.

### Список литературы

1. А. А. Гоголин, Г. Н. Данилова и др. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин – М: Легкая и пищевая промышленность, 1982.
2. Мизин В.М., Сысоев В.Л. и др. Интенсификация теплообменных аппаратов распределительных устройств. Тез. докл. ВНТК «Холод народному хозяйству». – Л.: ЛТИХП, 1991.
3. Мизин В.М., Сысоев В.Л. Модернизация существующих теплообменных аппаратов холодильных машин типа МКТ. Повышение эффективности холодильных машин и установок низкопотенциальной энергетики. Меж. вуз. сб. научных тр. – СПб.: СПбГАХПТ, 1995.
4. А.С. №1143945 Испаритель затопленного типа/ Мизин В.М., Малявко Д.П., Сысоев В.Л. и др. – №3551155/23–06 Заявл. 09.02.83: Оpubл. 07.03.85.
5. Сухих А.А., Генералов К.С., Акимов И.А. Испытания теплового насоса для теплоснабжения индивидуального дома //Т руды МГУИЭ. Техника низких температур на службе экологии. – М.: МГУИЭ, 2000.
6. Сухих А. А., Шабанов А. А. Экспериментальное исследование интегральных характеристик теплообмена в испарителе теплонасосной установки на R22./ Труды Четвертой Российской национальной конференции по теплообмену. –М.: Издательский дом МЭИ, 2006.
7. Исследование холодильной установки с эффективным испарителем./ Д.Х. Азизов, А.С. Карабаев и др. / Труды Четвертой Российской национальной конференции по теплообмену. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006.
8. Малышев А. А., Данилова Г. Н. и др. Влияние режимов течения дфухфазного потока хладагента R12 на теплоотдачу при кипении в горизонтальных трубах. // Холодильная техника. 1982. № 2.
9. Шуришев В. Ф. Моделирование процессов синтеза состава и теплоотдачи при кипении смеси холодильных агентов. Автореферат докторской диссертации. Астрахань, 2006.
10. Klawns Spindler. Yfns Müller – Steinhagen Flow boiling heat transfer of R134a and 414A in micofin tube at low mass fluxes and heat fluxes // Heat Mass Transfer. (2009) 45:
11. Ховалыг Д., Бараненко А. В. Методы расчета градиента давления двухфазного потока при течении в малых каналах. // Вестник Международной академии холода. 2012. № 1.
12. Данилова Г. Н. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок – Л.: Машиностроение. 1986.
- 13.Иванов О.П., Дюндин В.А., Мамченко В.О. Пластинчатые теплообменные аппараты для холодильных машин. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш,1985.
14. Иванов О.П., Мамченко В.О., Ширяев Ю.Н. Промышленные испытания аммиачного пластинчатого конденсатора // Холодильная техника.1974. №2.
15. Иванов О.П., Мамченко В.О., Исследование процесса конденсации холодильных агентов в щелевых каналах сложной конфигурации // Техника низких температур. – Л.: ЛТИХП,1971.