

Автореф
492

ОДЕССКИЙ ИНСТИТУТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНИКИ И ЭНЕРГЕТИКИ

На правах рукописи

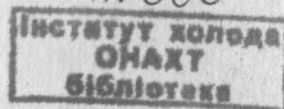
АТЕЙР Белал Авад

КРИЗИС ТЕПЛООБМЕНА ВТОРОГО РОДА В КАНАЛАХ
ХЛАДОНОВЫХ ИСПАРИТЕЛЕЙ И ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛОТДАЧИ

Специальность 05.14.05 - Теоретические основы
теплотехники

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Одесса - 1993

Работа выполнена в Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики.

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Смирнов Г.Ф.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Бараненко В.И.,
кандидат технических наук,
доцент Онищенко В.П.

Ведущая организация - НПО "Шторм".

Защита состоится "___" _____ 1993 г. в _____ часов на заседании специализированного Совета К.068.27.01 при Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики по адресу: 270100, Украина, Одесса, ул.Петра Великого, 1/3 - ученый Совет ОИНТЭ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОИНТЭ.

Автореферат разослан "___" _____ 1993 г.

Ученый секретарь
специализированного Совета

Р.К.Никольская

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Проблема интенсификации теплообмена в каналах испарителей холодильных машин с внутритрубным кипением приобретает важное значение и нуждается в эффективном решении. Известно, что подобная проблема существует и для соответствующих аппаратов большой энергетики. Последние годы применительно к условиям работы соответствующих энергетических аппаратов показали, что применение разнообразных спиралей, винтовых вставок, пористых вставок и покрытий в каналах с внутритрубным кипением позволяет существенно интенсифицировать теплоотдачу и "сдвинуть" границу наступления ухудшенных тепловых режимов в область более высоких паросодержаний.

В литературе отсутствуют рекомендации по эффективным способам интенсификации теплообмена при кипении хладоносителей в каналах в области паросодержаний, близких к CC_1 , не известны механизмы явлений и модели, последовательно объясняющие физические закономерности ухудшения и интенсификации теплообмена. Изложенное определяет актуальность темы настоящей диссертации.

Цель работы: определить возможности интенсификации и закономерности теплоотдачи при внутритрубном кипении хладоносителей в каналах испарителей холодильных машин с применением внутренних вставок с точки зрения воздействия на границы ухудшенных режимов теплообмена.

Научную новизну составили следующие основные результаты:

- экспериментальные исследования влияния внутренних вставок в каналах испарителей холодильных машин с внутритрубным кипением на закономерности кризисов теплообмена второго рода (границы ухудшенных тепловых режимов);

- экспериментальные данные по границам ухудшенного теплообмена в диапазоне изменения режимных параметров потока, характерных для работы парокомпрессионных холодильных установок в плоских змеевиковых испарителях с внутритрубными интенсификаторами и без них, а также по величинам гидродинамических сопротивлений в испарителях с интенсификаторами различной геометрии; рекомендации по оптимальной геометрии интенсифицирующих вставок;

- физические представления о механизме воздействия вставок в каналах испарителей на закономерности кризисов теплообмена, впервые предложена модель для теоретического описания этих явлений;

- обобщение, которое может быть рекомендовано для решения практических задач;

- для некоторых условий решена задача оптимизации параметров испарителей с внутренними вставками при внутритрубном кипении.

Научное положение. Закономерности положительного воздействия внутренних вставок в каналах испарителей холодильных машин с внутритрубным кипением определяются их "сепарирующим" действием, при котором диспергированная жидкость, движущаяся в ядре потока, интенсивно "захватывается" вставками, удерживается у поверхности теплообмена, осуществляя движение по каналам, образованным вставкой и стенкой. Такое воздействие способствует сдвигу границ ухудшенных тепловых режимов в область более высоких паросодержаний, т.е. увеличению значений X_u и X_{cr} .

Практическая значимость. I. Прямые опытные данные по положению теплового воздействия внутренних вставок на границы ухудшенных режимов X_u и X_{cr} , полученные на каналах испарителей прямоточной системы терморегулирования суперЭМ, позволяют в 1,5-2 раза сократить затраты на вспомогательные теплообменные аппараты, предназначенные для выпаривания хладагona.

2. Результаты экспериментальных исследований, сведения по влиянию типов и геометрии вставок могут быть использованы разработчиками испарителей холодильных машин с внутритрубным кипением в условиях, при которых актуально применение интенсификаторов.

3. Полученные обобщающие опытные данные, постановка и решение задачи оптимизации испарителей с внутренними вставками позволяют при проектировании определять условия, при которых экономически целесообразно применять указанные интенсификаторы, и устанавливать их оптимальные параметры.

4. Предложенные методики экспериментального и теоретического изучения и практического применения результатов, полученные на некоторых типах вставок и каналов, могут быть использованы и для других условий.

Апробация работы и публикации. Основные результаты работы докладывались на: УИ республиканской конференции "Повышение эффективности, совершенствование процессов и аппаратов химических производств" (г. Днепрпетровск, 1991 г.), VII всесоюзной научно-технической конференции "Холод - народному хозяйству" (г. Ленинград, 1991 г.), научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава и научных сотрудников ОИИТЭ (Л60, г. Одесса, 1992 г.). По материалам диссертации опубликовано 4 работы.

Автор защищает: I) результаты экспериментальных исследований механизма, границ ухудшенного теплообмена и гидравлических сопротивлений при паросодержаниях потока, близких к X_u , в змеевиковых плоских испарителях с внутриканальными интенсификаторами различной геометрии и без них; 2) физическую модель, позволяющую рассчитывать

координату ухудшения теплообмена в испарителях с внутриканальными вставками различной геометрии; 3) полуэмпирические зависимости, обобщающие полученные опытные данные; 4) практические рекомендации по расчету и конструированию хладагновых систем охлаждения.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и приложения. Работа изложена на 124 с. машинно-писаного текста, содержит 22 рис., 2 табл., список литературы из 70 наименований, приложения на 8 с.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен анализ работ, посвященных изучению методов интенсификации теплообмена при кипении в каналах, включая физические представления по моделям процесса.

Установлено, что основными типами интенсифицирующих устройств, применяемых в каналах испарителей, являются внутриканальные закручивающие и пористые вставки. Применение интенсифицирующих устройств эффективно лишь с параллельным исследованием гидравлических характеристик этих каналов. Отмечено отсутствие данных о количественном влиянии внутриканальных интенсификаторов на границы ухудшенного теплообмена при режимных параметрах, характерных для холодильной техники. На основании анализа литературных данных сформулированы задачи исследований.

Во второй главе приведено описание и работа экспериментального стенда, конструкций исследованных испарительных каналов и внутриканальных интенсификаторов, методик проведения опытов, обработка результатов экспериментов и анализа погрешностей.

Исследования проводились на стенде, схема которого приведена на рис. I. Объектами исследований являлись многоходовые плоские змеевики с установленными в них интенсифицирующими вставками различной геометрии. Прямолнейные участки змеевиков соединялись гибками, радиусгиба составлял 0,015 м. Геометрические характеристики испарителей представлены в табл. I и на рис. 2. К медному прямоугольного сечения испарителю #1 теплота подводилась с помощью прямоугольных, дискретно расположенных на одной из граней канала, резисторов с размерами $(4,5 \times 12,5) \cdot 10^{-3}$ м, расстояние между которыми $(12 \pm 1) \cdot 10^{-3}$ м. К испарителю #2 круглого поперечного сечения, выполненного из нержавеющей стали, теплота подводилась пропусканием через него постоянного тока.

Исследованными интенсификаторами являлись медные проволочные спирали и гофрированная фольга. Спирали выполнялись из проволоки диаметром $4 \cdot 10^{-3}$ м. Для испарителя #1 шаг спирали составлял 3 и 5 мм, спираль укладывалась в двух последних по ходу движения теплоносителя

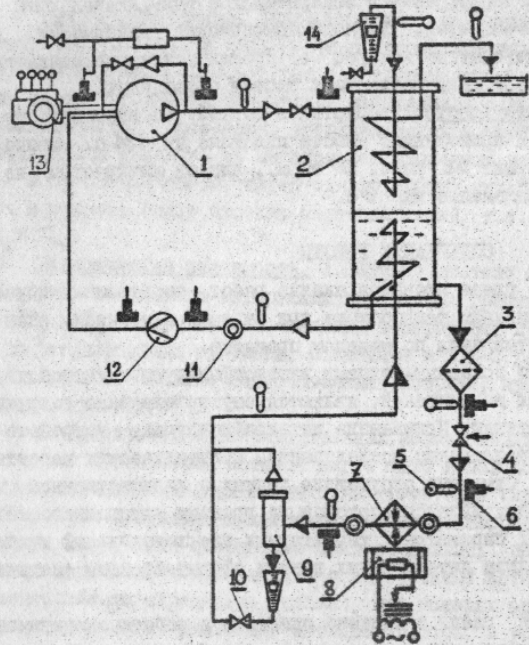


Рис. 1. Схема испытательного стенда:

- 1 - компрессор,
- 2 - конденсатор-регенератор,
- 3 - фильтр,
- 4 - регулирующий вентиль,
- 5 - термопреобразователь,
- 6 - манометр,
- 7 - испаритель,
- 8 - автотрансформатор,
- 9 - циклон,
- 10 - запорный вентиль,
- 11 - смотровой глазок,
- 12 - диафрагма,
- 13 - электродвигатель,
- 14 - ротаметр

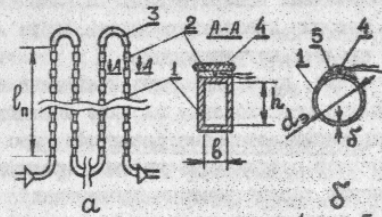


Рис. 2. Геометрические характеристики испарителей (а - испаритель №1, б - испаритель №2): 1 - канал испарителя, 2 - резистор, 3 - соединительный гид, 4 - термопреобразователь, 5 - клей БФ-2 (обозначения см. в табл. 1)

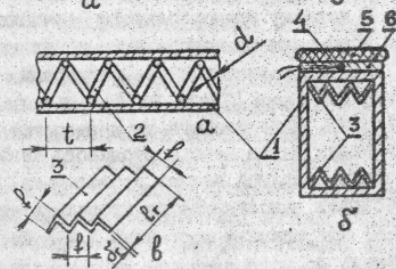


Рис. 3. Схема установки интенсификаторов в канале испарителя (а - спираль, б - гофра); в - внешний вид гофра; 1 - канал испарителя, 2 - спираль, 3 - гофра, 4 - термопреобразователь, 5 - резистор, 6 - олово (обозначения см. в табл. 2)

прямолинейных участках. Для испарителя №2 шаг спирали 4 мм, она устанавливалась в последнем прямолинейном участке. Наружные размеры спиралей соответствовали внутренним размерам и форме каналов испарителей.

Для испарителя №1 исследовалась гофрированная вставка из медной фольги толщиной $0,2 \cdot 10^{-3}$ м, которая располагалась непосредственно под резистором с термопреобразователем на верхней и нижней гранях испарителя в сечении, находящемся на расстоянии 0,16 м от выходной части канала. Внешний вид интенсифицирующих вставок и их геометрические размеры приведены в табл. 2 и на рис. 3. Во всех опытах испарители имели горизонтальную ориентацию, теплоноситель - R22 + XФ22с.

В ходе эксперимента измерялось температурное поле испарителя и проводилось осциллографирование температуры самопишущим милливольтметром И399. Требуемые расход и давление кипения теплоносителя создавались регулировочным и байпасным вентилями, а также изменением расхода воды через конденсатор-регенератор. Расход R22 измерялся диафрагмой с максимальной возможной погрешностью 8,3 %. Величина массового расходаного паросодержания α определялась по уравнению теплового баланса с максимальной погрешностью 11,5 %. Ухудшение теплообмена искусственно создавалось повышением тепловой нагрузки, подводимой к испарителю, при неизменных остальных параметрах, или уменьшением расхода хладагента, протекающего через канал.

Измерение расхода масла XФ-22с осуществлялось объемным методом на выходе из испарителя при перегревах 13-15 К масло-фреоновой смеси, которая разделялась в циклоне. Перепад давлений между входом и выходом испарителя измерялся по показаниям образцовых манометров типа М0 Г227 класса точности 0,13. Максимальная погрешность определения составила 2,4 %.

В третьей главе приведены результаты экспериментального определения границ ухудшенного теплообмена и гидродинамических сопротивлений в испарителях с внутриканальными интенсификаторами и без них, анализируются характеристики температурных пульсаций и механизм интенсификации околорезисного теплообмена. Пределы изменения режимных параметров представлены в табл. 3.

Представленные экспериментальные данные получены при значениях энтальпии потока на входе в испаритель меньших, чем величина паросодержания, соответствующая кризису гидравлического сопротивления $X_{кр} < X_{кр}^*$. В опытах ОИМТЭ концентрация масла φ в масло-фреоновой смеси меньше 5 %. Согласно работам ВТИ и ОИМТЭ, при таких диапазонах изменения $X_{кр}$ и φ эти факторы не оказывают влияния на границы кризиса теплообмена.

Таблица 1

Геометрические характеристики испарителей

№ испарителя	$(b \times h) \cdot 10^3, \text{ м}$	$L, \text{ м}$	$l_n, \text{ м}$	$F \cdot 10^6, \text{ м}^2$	$d_s \cdot 10^3, \text{ м}$	$\delta_{cm} \cdot 10^3, \text{ м}$	$d_r \cdot 10^3, \text{ м}$
1	3,0x4,9	4,260	0,533	14,70	3,72	0,70	5,20
2	-	3,890	0,648	10,75	3,70	0,10	4,00

Геометрические характеристики интенсификаторов Таблица 2

№ испарителя	Спираль			Гофр		
	$d \cdot 10^3, \text{ м}$	$t \cdot 10^3, \text{ м}$	$l_z, \text{ м}$	$l \cdot 10^3, \text{ м}$	$\delta_r \cdot 10^3, \text{ м}$	$l_r \cdot 10^3, \text{ м}$
1	0,4	$\frac{3}{5}$	1,06	1,0	0,2	13,0
2	0,4	4	0,65	-	-	-

Таблица 3

Пределы изменения режимных параметров потока

№ испарителя	$\rho w, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$	$q, \text{ кВт}/\text{м}^2$	$T_0, \text{ К}$	$P_0, \text{ МПа}$
1	190-320	6-21	272-288	0,45-0,78
2	270-510	4-15	273-290	0,48-0,85

Таблица 4

Диапазоны последованных параметров других авторов

Авторы	Знак	$P_0, \text{ МПа}$	$\rho w, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$	$q, \text{ кВт}/\text{м}^2$	$d \cdot 10^3, \text{ м}$	$l, \text{ м}$	Род жидкости, состояние поверхности, примечания
М.А. Букраба	X	0,80	280	4-12	3,7	3,9	K22 + XE-22c, гладкостенные испарители, произвольная ориентация
	+	0,70	240	6-11	3,7	4,3	
А.И. Леонтьев и др.	^	6,86	1000	250; 400	7,0	0,57	вода, труба с пористой вставкой
Х. Юсиф, С. Ямагучи	Y	0,40	262	1,3; 9,4	6,4	1,0	R12, гладкостенная труба

Экспериментальные исследования автора дали следующие основные результаты. Установлено, что кризису теплообмена, сопровождающемуся необратимым ростом температуры при паросодержании X_{cr} , предшествуют температурные пульсации стенок каналов испарителей при паросодержании X_y . Типичные результаты по влиянию режимных параметров $q, \rho w$ и P_0 на величины X_y и X_{cr} для гладкостенных испарителей и испарителей со спиральными вставками показаны на рис.4. Установлено, что характер влияния режимных параметров потока для гладкостенных испарителей со спиральным интенсификатором одинаков. С ростом q значения X_y и X_{cr} уменьшаются. Чем выше q , тем раньше (выше по течению) произойдет пересыхание микроленки и, следовательно, при более низком значении паросодержания наступит ухудшение теплообмена. Испаряющаяся микроленка образует паровую подушку, которая препятствует попаданию капель из ядра потока на стенки канала испарителя.

Чем больше массовая скорость потока, тем больше кинетическая энергия капель, движущихся в ядре потока и более вероятно их прохождение через паровую подушку на микроленку жидкости. Поэтому с ростом ρw увеличиваются значения X_y и X_{cr} . Такой характер влияния q и ρw на величины X_y и X_{cr} позволяет утверждать, что в исследованном диапазоне режимных параметров потока для гладкостенных испарителей и испарителей с интенсификаторами происходит кризис кипения с орошением микроленки.

Из рис.4 следует, что применение спиральных вставок в испарительных каналах увеличивает значения X_y и X_{cr} по сравнению с гладкостенными каналами. Величины ухудшенного и граничного паросодержания различаются между собой в каналах с интенсификаторами на 13-18% для испарителя #1 и на 10-24% для испарителя #2. Повышение значений X_y и X_{cr} по сравнению с гладким каналом составляет 20-35% для испарителя #1 и 21-34% для испарителя #2. Наиболее эффективно применение спиральных вставок при $q > 8 \text{ кВт}/\text{м}^2$ и $\rho w < 280 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ для медного испарителя и $q > 10 \text{ кВт}/\text{м}^2$, $\rho w < 300 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ для стального испарителя.

Существование областей режимных параметров потока с наиболее эффективным влиянием спиральных вставок на интенсификацию околукризного теплообмена объясняется следующим образом. При малых массовых скоростях плотность орошения недостаточна, чтобы капли из ядра потока в достаточном количестве попадали на пристенную микроленку жидкости, поэтому наличие спиральной вставки в канале эффективно, поскольку она удерживает микроленку у стенки и организует ее вращательное движение. При больших плотностях тепловых потоков возрастает величина температурного напора между температурой стенки кана-

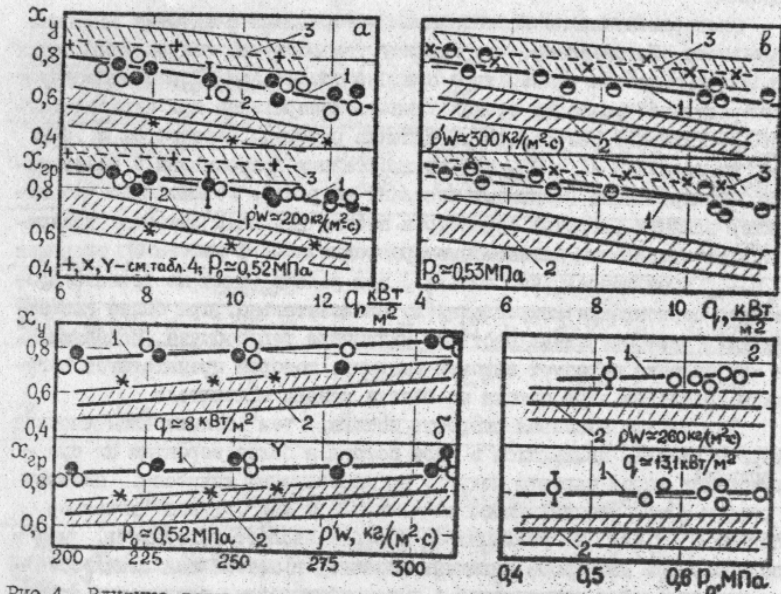


Рис.4. Влияние режимных параметров на величины X_y и X_{sp} ; а, б, в - испаритель №1, г - испаритель №2; 1 - осредненное значение для испарителя со спиралью, 2 - то же, без спирали, 3 - осредненное значение для испарителя без спирали по данным др. авторов (см.табл.4), заштрихованная зона - область максимально возможной погрешности осредненных значений 2 и 3; \circ, \bullet, \oplus - шаг спирали 3, 4 и 5 мм; \odot - погрешность эксперимента; * - данные о гофром

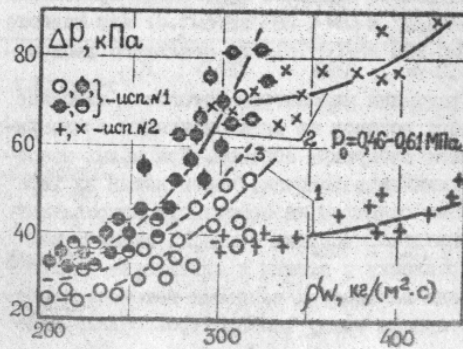


Рис.5. Влияние массовой скорости потока на величину перепада давления: 1, 2 - осредненные значения для испарителя без интенсификатора; 3 - расчетная кривая с одиночным гофром; \circ, \oplus - испарители без интенсификатора; \bullet, \times, \ominus - испарители со спиралью с шагом 3, 4, 5 мм; \odot - одиночный гофр

ла и температурой кипения масло-фреоновой смеси, и медная спираль, плотно прилегающая к стенке канала, является эффективным оребрением, снижая плотность теплового потока, что приводит к росту величин X_y и X_{sp} .
 Установлено, что изменение шага спирали с 3х до 5ти мм не оказывает влияния на величины X_y и X_{sp} в исследованном диапазоне режимных параметров. Из рис.4а следует, что влияние давления кипения на эти величины меньше погрешности их определения и может не учитываться. Из сравнения данных для испарителей №1 и 2 при сходных режимных параметрах (рис.4в, 4г) видно, что значения величин X_y и X_{sp} в пределах погрешности эксперимента совпадают как для гладкостенных каналов, так и для каналов с интенсификаторами.

Исследовано влияние массовой скорости потока на величину перепада давления (рис.5). Для медного испарителя значения ΔP в случае использования интенсификатора увеличиваются от 30 до 58 % с ростом ρ_w , не замечено влияния шага спирали на ΔP . Для стального испарителя повышение величины ΔP в случае использования интенсификатора составляет от 80 до 250 % с ростом ρ_w . Применение одиночного гофра в испарителе №1 повышает давление на 20-25 % по сравнению с каналом без интенсификатора.

При исследовании интенсифицирующих качеств одиночного гофра показательным оказался анализ температурных пульсаций по длине испарителя во времени (рис.6). Сравнительное рассмотрение осциллограмм показывает, что для испарителя без интенсификатора и со спиральной вставкой характер развития температурных пульсаций одинаков, то есть использование внутриканальной спирали приводит к смещению границ ухудшенного теплообмена в сторону увеличения паросодержания, но не изменяет температурный режим испарителя.

В месте установки гофра ($L = 4,1 \text{ м}$) амплитуда температурных пульсаций в 1,7-2,0 раз меньше, чем под соседними резисторами. В процессе проведения опытов не удавалось добиться таких режимов, чтобы моменты, соответствующие X_y и X_{sp} , возникали в месте установки гофра, всегда начало температурных пульсаций или необратимый рост температуры стенки возникали либо перед гофром, либо после него.

По сравнению с гладкой поверхностью гофр организует течение микропенки: разделяет его на параллельные ручьи, что способствует омытию большей поверхности. Сам гофр является системой ребра, образуя неизотермическую поверхность. По сравнению со спиральными вставками гофр имеет преимущество в том, что не создает подтормаживающего влияния на движение микропенки, а способствует дальнейшему ее продвижению. Характер влияния режимных параметров потока на вели-

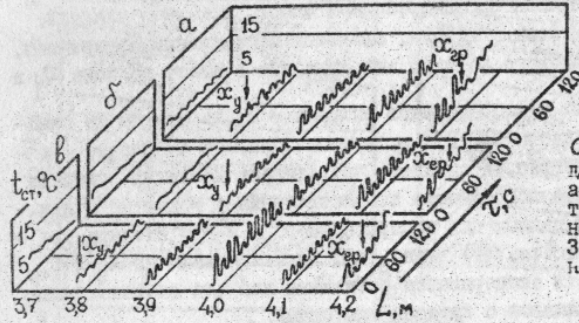


Рис.6. Сравнение осциллограмм температурных пульсаций при $P_0=0,46-0,52$ МПа, $\rho'w = (300 \pm 10)$ кг/(м²·с), $q = 7,2-7,6$ кВт/м² для испарителя И I: а - без интенсификатора, б - со спиральной вставкой с шагом 3 мм, в - с одиночным гофром ($L=4,1$ м)

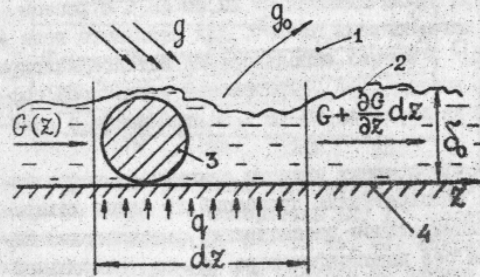


Рис.7. Схема потоков в канале испарителя: 1 - ядро потока, 2 - пристенная зона, 3 - элемент интенсификатора, 4 - стенка канала испарителя

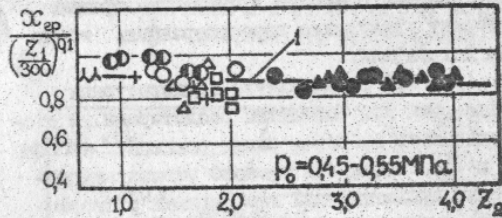


Рис.8. Обобщение опытных данных по зависимости (13):

- △, □ - $t = 3$ мм;
- , ● - $t = 5$ мм;
- △ - $q = 13,1$ кВт/м², $\rho'w = 260$ кг/(м²·с);
- - $q = 14,9$ кВт/м².

$\rho'w = 280$ кг/(м²·с); + - $q = 10$ кВт/м², $\rho'w = 300$ кг/(м²·с);
 ○ - $q = (7,1-9,0)$ кВт/м², $\rho'w = 200$ кг/(м²·с); ● - $q = (8,1-12,9)$ кВт/м², $\rho'w = 310$ кг/(м²·с); ● - $q = 17,3$ кВт/м², $\rho'w = 280$ кг/(м²·с);
 λ - данные А.И. Леонтьева и др. (см. табл.4); + - $t = 4$ мм;
 1 - $\alpha_{\text{ср}} = 0,56 Z_1^{0,1} (0,94 - 0,02 Z_2)$; $25 < Z_1 < 250$; $0 < Z_2 < 4,0$

чины α_y и $\alpha_{\text{ср}}$ качественно и количественно (в пределах погрешности) эксперимента) совпадал с данными для испарителя И без интенсификатора (см. рис.4а, 4б).

Комплекс выполненных исследований убедительно показал следующее: 1) в каналах с интенсифицирующими вставками основными параметрами, влияющими на величины α_y и $\alpha_{\text{ср}}$, являются $\rho'w$ и q ; 2) применение спиральных вставок в испарительных каналах увеличивает значения α_y и $\alpha_{\text{ср}}$ по сравнению с каналами без интенсификаторов; 3) использование одиночного гофра позволяет снизить амплитуду температурных пульсаций в диапазоне паросодержаний $\alpha_y < \alpha < \alpha_{\text{ср}}$ в 1,7-2 раза.

В четвертой главе проводится анализ механизма теплообмена со спиральными вставками и гофром, объясняется механизм температурных пульсаций, выбирается эмпирическая зависимость для обобщения опытных данных, предлагается физическая модель ухудшенных режимов теплообмена в каналах со вставками, предлагаются практические рекомендации по использованию результатов исследований и обосновывается выбор оптимальных параметров интенсификации испарительных каналов.

Проведены оценки средней толщины микроленки жидкости. С погрешностью от 5 до 10 % подтверждается предположение, что рост температуры стенки канала испарителя связан с испарением всей микроленки на определенной длине канала, а снижение температуры на этом участке связано с выпадением порции жидкости из ядра потока на этот участок.

Предполагается, что для каналов с интенсификаторами определяющим фактором в процессе ухудшения теплообмена может являться взаимное расположение и геометрия канала и вставки. Анализ экспериментальных и расчетных величин гидравлических сопротивлений (см. рис.5) показывает, что гофр не является проточным для парового потока, а в основании гофра движется микроленка жидкости.

Указанный механизм теплообмена был принят в предлагаемой физической модели, сущность которой подробно изложена в диссертации и определяется следующими основными положениями и соотношениями. В стационарном режиме на каждом элементе пристенной зоны dz сохраняется баланс массовых потоков в форме (рис.7)

$$-\frac{\partial G}{\partial z} + (g - g_0) \Pi - \frac{q}{T} \Pi = 0. \quad (1)$$

При использовании этого уравнения приняты также допущения: 1) весь тепловой поток, подводимый от стенки к парожидкостному потоку, при $\alpha < \alpha_y$ превращается в теплоту фазового перехода; 2) в предкризисной зоне углом массы жидкости, по сравнению с ее осаждением в пристенной зоне, можно пренебречь, т.е. $g_0 \ll g$; 3) основной механизм переноса

са для двухфазного потока - турбулентный; 4) отсутствует скольжение фаз. С учетом указанных допущений (1) примет вид

$$\rho'w_0''x(1-\varphi)\sqrt{C_1''}/8 - q/z - \frac{1}{\Pi} \frac{dG(z)}{dz} = 0. \quad (2)$$

Уравнения баланса массовых потоков (2), дополняются соотношениями для градиентов давления в паровом ядре dP'/dz , и в пристенной зоне dP''/dz . Предполагается, что движение жидкости происходит в капиллярных каналах пристенной зоны и осуществляется под действием капиллярных сил, причем характерный радиус кривизны $R \sim \sqrt{S_0} \varepsilon(z)$, где S_0 - площадь сечения представительной поры. Тогда

$$\frac{dP'}{dz} = \frac{dP_s}{dz} + \frac{2\sigma}{\sqrt{S_0} \varepsilon(z)} \cdot \frac{d\varepsilon(z)}{dz}. \quad (3)$$

Принимается, что $P_s = P''$, а $dP_s/dz = dP''/dz = \frac{c_1''}{2d_s''} \left(\frac{G_0 x''}{S_1''}\right)^2 \cdot \frac{1}{2\rho''}$.

Градиент давления в жидкой фазе определяется закономерностями ламинарного течения в криволинейных каналах

$$\frac{dP''}{dz} = \frac{c_1' \sqrt{G}}{d_s' \varepsilon(z) \Pi \delta_0}. \quad (4)$$

Совместное рассмотрение (2)-(5) для условий, близких к всуханию, то есть для условий наступления кризиса второго рода, при котором

$x \rightarrow x_c$ или $x \rightarrow x_{cr}$ и для которых принимается, что $\varepsilon \rightarrow \varepsilon_{cr}$, $d\varepsilon/dz \rightarrow 0$ и $d^2\varepsilon/dz^2 \rightarrow 0$, приводит к соотношению

$$\frac{\tau \rho' w_0'' \sqrt{C_1''}}{q} x_{cr} (1-\varphi) - C_1 - C_0 \varepsilon_{cr}^3 A_0 \frac{dx_{cr}}{dz} x_{cr} > 0. \quad (5)$$

Здесь $A_0 = \frac{\delta_0 S_0 \rho_0 C_1' \tau G_0^2}{2 d_s'' \rho'' S_1'' \sqrt{q L}}$.

Из соотношения (6) путем простых алгебраических преобразований с учетом балансового соотношения $\tau G_0 dx/dz = q \Pi L$

устанавливается, что обобщающее условие кризиса теплообмена второго рода может быть представлено некоторой функцией

$$F(x_{cr}, \frac{K_0}{\sqrt{C_1''}}, \Gamma \cdot Re_0^m \frac{v_0''}{\nu_0''}) = 0, \quad (6)$$

где K_0 - критерий устойчивости фазового перехода в процессе парообразования: $K_0 = q / (\tau \rho' w_0'')$,

$$\Gamma = \frac{\Pi \delta_0 \rho_0 S_0 \sqrt{1 + (\Pi/L)^2}}{8 S_1''} \quad (7)$$

для спиральных вставок; для пористых вставок

$$\Gamma = \frac{\Pi \delta_0 \rho_0 K_{ф_2}}{8 S_1''} \quad (8)$$

Обозначая $K_0/\sqrt{C_1''} = Z_2$ и $Z_1 = \Gamma Re_0^m v_0''/\nu_0''$, была выполнена обобщенная обработка опытных данных в форме $x_{cr} = Z_1^m f(Z_2)$, что для спиральных вставок дало зависимость

$$x_{cr} = c Z_1^{0.1} [A + B Z_2], \quad (9)$$

где $A = 0,94$; $B = -0,02$; $C = 0,56$.

Используя обобщение результатов экспериментальных исследований, была поставлена и решена задача оптимизации конструктивных параметров каналов испарителей с интенсифицирующими вставками. Учитывалось, что введение вставок увеличивает α_{sp} и тем самым уменьшает затраты на дополнительную поверхность теплообмена, необходимую для полного выпаривания хладагента. С другой стороны, введение вставок увеличивает гидравлические потери и затраты энергии.

Решение соответствующей оптимизационной задачи привело к расчетным формулам для определения таких оптимальных параметров как $(S_1)_{opt}$ - сечение для зоны парового потока и граничного паросодержания $(x_{sp})_{opt}$. В частности, для $(x_{sp})_{opt}$ расчетное соотношение имеет вид

$$(x_{sp})_{opt} \leq \frac{1}{1 + 0,08 \Delta z_1 / \Delta z_2}, \quad (10)$$

где Δz_1 и Δz_2 - удельные затраты для данной установки на дополнительную поверхность теплообмена и механической энергии в каналах испарителя. Для конкретных условий, рассмотренных в диссертации, получено: $(x_{sp})_{opt} \leq 0,81-0,86$.

ВЫВОДЫ

1. Систематические экспериментальные исследования эффективных способов интенсификации теплообмена при паросодержаниях потока, близких к α_{sp} , в границе ухудшенного теплообмена в исследованном диапазоне режимных параметров позволили установить, что: спиральная вставка практически в равной степени увеличивает значения α_y и α_{sp} по сравнению с гладким каналом на 20-35 % для испарителя №1 и 21-34 % для испарителя №2; величины α_y и α_{sp} различаются между собой в каналах с интенсификаторами на 13-18 % для испарителя №1 и на 10-24 % для испарителя №2; наиболее эффективно применение спиральных вставок при $q > 8$ кВт/м², $\rho w < 280$ кг/(м²·с) для испарителя №1 и $q > 10$ кВт/м², $\rho w < 300$ кг/(м²·с) для испарителя №2; изменение шага спирали с трех до пяти миллиметров не оказывает влияния на величины α_y и α_{sp} .

2. Механизм теплообмена в диапазоне паросодержаний $\alpha_y < \alpha < \alpha_{sp}$ заключается в том, что микропенка формируется за счет выпадения всей жидкой фазы из ядра потока на стенку канала и последующего испарения этой порции жидкости.

3. Механизм интенсификации заключается в удерживании микропенки жидкости у стенки канала и в организации ее движения в пристенной зоне. При $q > 9$ кВт/м² спиральная вставка является эффективным решением.

4. Использование одиночного гофра приводит к снижению амплитуды

ди температурных пульсаций в 1,7-2 раза в месте установки гофра в диапазоне паросодержаний $x_y < x < x_{gr}$.

5. Для испарителя И1 со спиральной вставкой с шагом 3 мм при изменении ρw от 200 до 300 кг/(м².с) величины перепадов давлений на испарителе увеличиваются по сравнению с гладкостенным каналом от 30 до 58 %. Использование спирали с шагом 5 мм снижает величину ΔP по сравнению с трехмиллиметровой спиралью на 5-7 %. Для испарителя И2 при изменении ρw от 300 до 500 кг/(м².с) величина ΔP возрастает по сравнению с гладким каналом от 80 до 250 %. Одноточный гофр в канале увеличивает значение ΔP на более 20-25% по сравнению с гладкостенным каналом.

6. Физическая модель кризиса теплообмена в испарительных каналах с интенсифицирующими вставками из представлений о способности пристенных вставок удерживать жидкость и согласованном движении пара в ядре канала и жидкости у стенки позволяет обобщить опытные данные по величинам граничных паросодержаний с разбросом ± 15 %.

7. Для системы терморегулирования оптимальные значения граничного паросодержания для исследованных типов интенсификаторов находятся в диапазоне от 0,81 до 0,86.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Атейр Б.А., Смирнов Г.Ф., Букраба М.А. Повышение интенсивности теплообмена в испарителе холодильной установки // Тез. докл. УИ респ. конф.: Повышение эффективности совершенствования процессов и аппаратов химических производств. Сент. 1991г. - Днепрпетровск, 1991. - С.59.
2. Атейр Б.А., Смирнов Г.Ф., Букраба М.А. Интенсификация теплообмена в змеевиковых испарительных каналах холодильных установок // Тез. докл. всес. науч.-техн. конф.: Холод - народному хозяйству. Окт. 1991г. - Ленинград, 1991. - С.22-23.
3. Атейр Б.А., Смирнов Г.Ф., Букраба М.А. Исследование границ кризиса теплообмена в испарительных каналах со вставками // Холод. техн. и технология / Респ. межвед. науч.-техн. сб. - Киев. - 1992. - Вып.54. - С.47-49.
4. Смирнов Г.Ф., Букраба М.А., Атейр Б.А. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин при ухудшенных режимах / Рук. деп. в УкрИНТЭИ № 1817. - Ук. 92. - 10 с.

Условные обозначения

A, B, C, D - коэффициенты; b, h - размеры; c - теплоемкость; d - диаметр; F - площадь; f - частота; G - расход; g - поток массы; L, l - длина; m - масса; П - периметр; P₀ - давление кипения; q - плотность теплового потока; τ - теплота парообразования; S - площадь ядра потока; T, t - температура; x - паросодержание; z - координата; Δ - изменение, разность; ε - доля сечения, занятая жидкостью; ν - кинематическая вязкость; ρ - плотность; ρw - массовая скорость; σ - коэффициент поверхностного натяжения; τ - время; γ - площадь сечения, занятая жидкостью.

И н д е к с ы

вх - на входе; г - гид, гидравлический; гр - граничный; о - относится к кипению; л - прямолинейный; ст - стенка; y - ухудшенный; э - эквивалентный; эл - элемент; Δр - относится к кризису гидравлического сопротивления; f - трение; opt - оптимальный; Σ - суммарный; ' - жидкость; " - пар.

xv 886

Інститут холода
ОНАХТ
Бібліотека