

M416885

МОСКОВСКОЕ

ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена
Трудового Красного Знамени высшее техническое училище
им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ПИРОГОВ ЕВГЕНИЙ НИКОЛАЕВИЧ

УДК 536.248.2

ТЕПЛООБМЕН И ГИДРОДИНАМИКА ПРИ КИПЕНИИ
ХЛАДАГЕНТОВ В КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛАХ ПРИ ПОСТОЯННОЙ
ТЕМПЕРАТУРЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ

05.14.05 — Теоретические основы теплотехники
(включая техническую термодинамику
и тепло- и массообмен)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва — 1984

Работа выполнена в Московском высшем техническом
училище им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Леонтьев А.И.

Официальные оппоненты: доктор технических наук
профессор Семена М.Г.
кандидат технических наук
Ганчев Б.Г.

Ведущее предприятие: НПО "КРИОГЕНМАШ"

Защита диссертации состоится "16" апреля 1984 г.
в 5³⁰ часов на заседании специализированного Совета
К.053.15.05 "Тепловые машины и теоретические основы тепло-
техники" в Московском высшем техническом училище им.
Н.Э.Баумана по адресу: 107005 г.Москва, Лефортовская набе-
режная, дом I, корпус "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Москов-
ского высшего технического училища им. Н.Э.Баумана.

___ 1983г.

Фимов С.И.

M416885

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В оптимальных пределах повышения единичной мощности машин и оборудования при одновременном уменьшении их габаритов, энергопотребления и снижения стоимости на единицу конечного продукта является одним из требований одиннадцатой пятилетки. Для осуществления этого требования необходимо применять в технологических циклах физические процессы, обеспечивающие оптимальные параметры производства. Для увеличения, например, производства продуктов биосинтеза необходимо поддерживать определенную температуру культуральной среды. Задачу термостабилизации способны решить высокоэффективные теплообменные устройства с фазовыми переходами на основе тепловых труб. В них реализуются процессы кипения и конденсации, являющиеся наиболее эффективными с точки зрения передачи тепла. Изучение, в частности, процесса кипения и влияние на него различных факторов имеет огромное значение как для понимания процесса в целом, так и для объяснения высоких теплопередающих свойств теплообменников на основе тепловых труб.

Цель работы. Провести комплексное исследование процесса кипения хладагентов в кольцевых каналах при условии постоянства температуры теплопередающей поверхности. Разработать физическую модель процесса кипения при этих условиях и методику расчета гидродинамических и теплообменных характеристик для процесса кипения жидкостей в узких кольцевых каналах.

Научная новизна. Впервые проведено экспериментальное исследование процесса кипения хладагентов R-12 и R-22 в кольцевых каналах при постоянной температуре теплопередающей поверхности. Разработана физическая модель и получены расчетные зависимости для истинного объемного паросодержания и коэффициента теплоотдачи при кипении жидкостей в кольцевых каналах с малой шириной зазора, постоянной температуре теплопередающей поверхности и открытой схемой питания канала жидкостью. Выявлено влияние на истинное объемное паросодержание и коэффициент теплоотдачи геометрических параметров кольцевых каналов, подводимой тепловой нагрузки, физических свойств хладагентов.

Практическая ценность. Накоплен значительный объем экспериментальных данных по теплообменным и гидродинамическим характеристикам при кипении R-12 и R-22 в кольцевых каналах с открытой схемой питания канала жидкостью при постоянной температуре

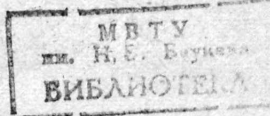
I

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1416885

Пирогов Е.Н. Теплообмен и



стекки. На основе разработанной физической модели, а также экспериментальных данных получены расчетные зависимости для истинного объемного паросодержания и коэффициента теплоотдачи в исследованном диапазоне тепловых нагрузок и физических свойств хладагентов, обобщающие как результаты настоящей работы, так и данные других авторов. Разработанная методика расчета и опытные данные по теплообменным и гидродинамическим характеристикам могут быть использованы при проектировании теплообменных агрегатов с фазовыми переходами на основе тепловых труб, а также аппаратов, в которых реализуются процессы кипения при конденсационном обогреве.

Результаты исследования внедрены на Бердском химическом заводе, что подтверждено соответствующим документом.

Апробация работы. Материалы диссертационной работы докладывались на Московском городском межвузовском семинаре по теплотехнике и теоретическим основам теплотехники, Москва, МИФИ, 1983г., на первой Всесоюзной научной конференции "Проблемы энергетики теплотехнологии", Москва, МЭИ, 1983г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 3 статьи, тезисы доклада, получены 2 авторских свидетельства на изобретение и одно положительное решение.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав и выводов. Работа изложена на 185 страницах основного текста, содержит 49 рисунков и список литературы - 62 наименования.

На защиту выносятся: Результаты экспериментального исследования истинного объемного паросодержания при кипении R-12,

R-22 в кольцевых каналах при конденсационном обогреве, а также теплоотдачи при кипении R-12, R-22 для тех же условий проведения экспериментов; физическая модель процесса кипения в узких кольцевых каналах при условии постоянства температуры теплопередающей поверхности; методика расчета коэффициента теплоотдачи и истинного объемного паросодержания при кипении жидкостей в узких кольцевых каналах при $T_{ст} = const$.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проанализированы данные и изложено состояние экспериментальных исследований по теме диссертации. Из проведенного обзора литературы сделаны следующие выводы:

Большинство работ по исследованию процесса кипения жидкостей в кольцевых и щелевых каналах посвящено изучению процесса кипе-

ния воды при высоких тепловых нагрузках и вынужденной циркуляции потока. Часто размеры щелевых и кольцевых каналов значительно превышали отрывной диаметр пузырьков пара и потому в экспериментах не наблюдался "щелевой эффект".

Имеющиеся в настоящее время в литературе опытные данные по теплообменным характеристикам и паросодержанию при кипении жидкостей, включая и хладагенты, в кольцевых и плоских щелевых каналах относятся к условиям проведения экспериментов, когда обеспечивается постоянство плотности теплового потока.

Практически отсутствуют данные по паросодержанию при кипении хладагентов в кольцевых и плоских щелевых каналах.

Во второй главе рассмотрены различные гипотезы, объясняющие высокую интенсивность теплообмена при кипении жидкости. Согласно одной из них интенсивность теплоотдачи при пузырьковом кипении объясняется в основном турбулизацией перегретого слоя: пузырьки в результате своего роста, отрыва и всплывания вызывают перемешивание жидкости у горячей поверхности, резко улучшая тем самым конвекцию.

Согласно модели, предложенной Кутателадзе С.С. и Леонтьевым А.И., интенсивность теплообмена в области небольших тепловых нагрузок и давлений определяется циркуляцией жидкости в ячейках между действующими центрами парообразования. В окрестности действующих центров парообразования часть жидкости испаряется в паровые пузыри, а основная масса жидкости в пристенном слое увлекается растущими на поверхности нагрева паровыми пузырями. На место увлеченной и испарившейся жидкости поступают свежие порции из основного объема.

Существует еще одна гипотеза, основанная на предположении об интенсивности испарения микрослоя жидкости под пузырем во время его роста. Этому взгляда придерживаются авторы, изучавшие процесс кипения жидкостей в щелевых каналах при умеренных значениях теплового потока, причем в своих работах они рассматривают механизм теплоотвода от греющей поверхности также через концепцию испарения микрослоя жидкости, образовавшегося между стенкой и растущим пузырем пара.

Здесь также предлагается физическая модель процесса кипения жидкости в узком кольцевом канале при открытой схеме питания канала жидкостью и в условиях постоянства температуры теплопере-

дающей поверхности. Согласно этой модели кольцевой канал образован двумя концентрическими трубками. Внутренняя трубка обогревается. В нижней части целевого канала производится подача насыщенной жидкости. При подводе тепла образуются паровые пузыри, всплывающие вверх под действием силы тяжести. В процессе своего роста паровые пузыри сплющиваются и при своем движении отделены от стенки тонким слоем жидкости. Тепло подводится к пузырям через этот микрослой посредством теплопроводности, при этом все тепло идет на генерацию пара из тонкого слоя жидкости.

Приняв несколько допущений, а именно: 1) все тепло, подводимое в кольцевой канал, расходуется на генерацию пара; 2) основная доля тепла, подводимая к паровому пузырю, передается через микрослой жидкости посредством теплопроводности; 3) изменением толщины микрослоя за счет испарения пренебрегаем; 4) коэффициент теплоотдачи при прохождении жидкой пробки через элемент поверхности много меньше коэффициента теплоотдачи при прохождении парового пузыря; 5) толщина микрослоя много меньше толщины кольцевого зазора, были получены расчетные зависимости для среднего по времени коэффициента теплоотдачи и истинного объемного паросодержания в зависимости от геометрических и режимных параметров.

Средняя по времени локальная плотность теплового потока определяется

$$\bar{q} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau_0} q dt \quad (1)$$

где: $\bar{q}$ — средняя по времени локальная плотность теплового потока, τ — время, τ_0 — время осреднения.

При прохождении пузыря пара на выделенном участке

$$\bar{q}_n = \lambda_{ж} \frac{T_{ст} - T_s}{\delta}; \quad \alpha_n = \frac{\lambda_{ж}}{\delta} \quad (2)$$

где: $\bar{q}_n$ — локальная плотность теплового потока при наличии жидкой пленки, $\lambda_{ж}$ — коэффициент теплопроводности жидкости, $T_{ст}, T_s$ — температуры стенки и температура насыщения, δ — толщина пленки жидкости.

При прохождении пробки жидкости

$$\alpha_{ж} = \frac{2.43 \lambda_{ж}}{\delta} \quad (3)$$

где: δ — ширина кольцевого зазора.

Так как $\delta \ll b$, то $\alpha_n \gg \alpha_{ж}$ и соответственно $q_n \gg q_{ж}$

Приняв время существования жидкой пленки в прохождении жидкой пробки равным, т.е. $\tau_n \approx \tau_{ж}$ и с учетом того, что $\frac{T_{ст}}{T_s + T_{ж}} = \varphi$

где: $\bar{\varphi}$ — среднее по времени локальное истинное объемное паросодержание, получим уравнение

$$\bar{q} = \bar{\varphi} q_n \quad (4)$$

Кроме того, истинное объемное паросодержание связано с истинной и приведенной скоростями пара

$$\bar{\varphi} = \frac{j_n}{v_n}, \quad (5)$$

где: j_n, v_n — соответственно приведенная и истинная скорость пара. После подстановки (2) в (4) с учетом (5) и зависимости, установленной Григорьевым В.А.

$$\delta = \kappa V_{ж} \left(\frac{\rho_{ж} \sigma}{\sigma v_n} \right)^{1/3} \quad (6)$$

где: $V_{ж}$ — коэффициент кинематической вязкости жидкости, $\rho_{ж}$ — плотность жидкости, σ — коэффициент поверхности натяжения жидкости, κ — постоянный коэффициент

$$\bar{q} = \frac{\lambda_{ж} (T_{сг} - T_s)}{\kappa V_{ж}} \left(\frac{\sigma j_n}{\rho_{ж} \sigma} \bar{\varphi}^2 \right)^{1/3} \quad (7)$$

Так как все тепло, подводимое к пузырьку идет на генерацию пара, получим

$$j_n = \frac{1}{\tau \rho_n \sigma} \int_0^h q dh \quad (8)$$

После подстановки (8) в (7) и некоторых преобразований получим значение локальной плотности теплового потока при кипении в щелевом канале с изотермической стенкой при одностороннем обогреве

$$\bar{q} = \frac{\bar{\varphi}}{\sigma} \sqrt{\frac{2}{3}} \frac{\sigma h}{\tau \rho_n \rho_{ж}} \left[\frac{\lambda_{ж} (T_{сг} - T_s)}{\kappa V_{ж}} \right]^3 \quad (9)$$

Истинное объемное паросодержание определяется из условия, что

$$j_n = \frac{\int_0^h \bar{q} dh}{\tau \rho_n \sigma} \quad ; \quad v_n = u_{сж} + \frac{\int_0^h q dh}{\tau \rho_n \sigma} \quad (10)$$

где: $u_{сж}$ — средняя по сечению скорость жидкости на входе в канал

$$\frac{1 - \bar{\varphi}}{\bar{\varphi}} \int_0^h \bar{q} dh = \frac{u_{сж} \tau \rho_n \sigma}{A} \quad (11)$$

$$\text{где: } A = \sqrt{\frac{2}{3}} \frac{\sigma}{\tau \rho_{ж} \rho_n} \left[\frac{\lambda_{ж} (T_{сг} - T_s)}{\kappa V_{ж}} \right]^3$$

Уравнение движения для рассматриваемого случая течения в канале записывается в виде

$$dF_p = dF_{гп} + dF_u + dF_g \quad (12) \quad 5$$

где: dF_p — сила, обусловленная перепадом давления по высоте,
 $dF_{тр}$ — сила трения на стенках канала, dF_u — сила инерции,
 dF_g — сила тяжести.

После проведенных упрощений получим систему дифференциальных уравнений, описывающих

$$\begin{cases} \frac{d\bar{\varphi}}{d\bar{h}} = \frac{q}{\left(\frac{A}{\rho_n \delta^2}\right)^2 m^2} - \frac{q}{\left(\frac{A}{\rho_n \delta^2}\right) (1-\bar{\varphi}) m^2} + \frac{\frac{12 V_{ж} A}{\rho_n \delta^4}}{\left(\frac{A}{\rho_n \delta^2}\right)} \frac{\bar{\varphi}^2}{m} + \frac{\bar{\varphi}^2 \bar{h}^{0.5}}{m} \\ \frac{dm}{d\bar{h}} = \bar{\varphi} \bar{h}^{0.5} \end{cases} \quad (I3)$$

Данная система дифференциальных уравнений решена численно. Для случая малых тепловых потоков уравнение (I2) имеет вид

$$dF_p = dF_{тр} + dF_g \quad (I4)$$

которое после подстановки в него составляющих записывается

$$\frac{2}{1-\bar{\varphi}} + \frac{1}{2} \ln |1-\bar{\varphi}|^2 = \frac{2}{3} \frac{12 V_{ж} A}{q \rho_n \delta^4} \bar{h}^{3/2} + 2 \quad (I5)$$

Решение этого уравнения приводит к выражению для истинного объемного паросодержания в диапазоне малых тепловых нагрузок

$$\bar{\varphi} = 1 - \frac{2}{6.53 \left(\frac{\sigma^{0.5} \lambda_{ж}^{1.5} \Delta T^{1.5} \bar{h}^{1.5}}{\delta^{1.5} \rho_{ж}^{0.5} \rho_n^{1.5} K^{1.5} V_{ж}^{2.5}} \right) \left(\frac{V_{ж}^2}{q \delta^3} \right)^{1/2}} \quad (I6)$$

или в критериальном виде

$$\bar{\varphi} = 1 - \frac{2}{Ga^{1/2}} \quad (I7)$$

где:

$$Ga = \frac{q \delta^3}{V_{ж}^2}; \quad Re = \frac{\sigma^{0.5} \lambda_{ж}^{1.5} \Delta T^{1.5} \bar{h}^{1.5}}{\delta^{1.5} \rho_{ж}^{0.5} \rho_n^{1.5} K^{1.5} V_{ж}^{2.5}}$$

После подстановки (I6) в (9) получим

$$\bar{\alpha} = \left[1 - \frac{2}{6.53 \left(\frac{\sigma^{0.5} \lambda_{ж}^{1.5} \Delta T^{1.5} \bar{h}^{1.5}}{\delta^{1.5} \rho_{ж}^{0.5} \rho_n^{1.5} K^{1.5} V_{ж}^{2.5}} \right) \left(\frac{V_{ж}^2}{q \delta^3} \right)^{1/2}} + 2 \right]^{0.816} \left(\frac{\sigma^{0.5} \lambda_{ж}^{1.5} \Delta T^{1.5} \bar{h}^{1.5}}{\delta^{1.5} \rho_{ж}^{0.5} \rho_n^{1.5} K^{1.5} V_{ж}^{2.5}} \right)^{1/3} \left(\frac{\sigma}{q \rho_n \delta^2} \right)^{1/3} \left(\frac{q \delta^3}{V_{ж}^2} \right)^{1/3} \quad (I8)$$

или в критериальном виде

$$Nu = \frac{0.816}{K} Re^{1/3} Bo^{1/3} Ga^{1/3} \left(1 - \frac{2}{Ga^{1/2}} \right) \quad (I9)$$

где:

$$Nu = \frac{\alpha \delta}{\lambda_{ж}}; \quad Bo = \frac{\sigma}{\rho_n q \delta^2}$$

В третьей главе приводится описание экспериментальной установки, используемых методов измерения и оценка погрешности измерений.

Для реализации задач исследования была разработана и создана экспериментальная установка, принципиальная схема которой представлена на рис. I.

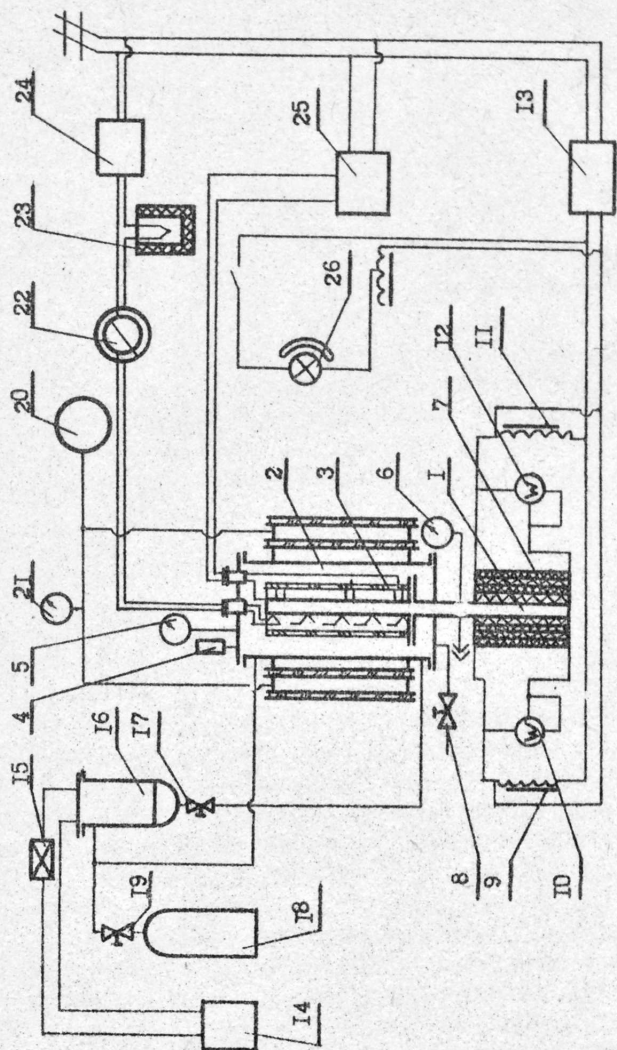


Рис. 1 Принципиальная схема экспериментальной установки

1-двухбазный термосифон, 2-кожух зоны охлаждения, 3-трубка-вставка, 4-предохранительный клапан, 5, 6-манометр, 7-электронатравлятель, 8, 17, 19-вентиль, 9, 11, 27-автотрансформатор, 10, 12-ваттметр, 13-стабилизатор напряжения, 14-холодильная машина, 15-регулирующий вентиль, 16-конденсатор, 18-баллон, 20-вакуум-насос, 21-меновакуумметр, 22-переключатель ПМИ-4М, 23-сосуд Дьюара, 24-ампервольтомметр 4-30, 25-измеритель емкости ЕЗ-4, 26-лампа

Основной элемент установки — двухфазный термосифон. Он состоит из двух трубок, выполненных из стали 1х18Н10Т, соединенных между собой фланцем. Разъемное соединение позволяет использовать в качестве зоны конденсации поочередно трубки $\varnothing 14 \times 4$, $\varnothing 18 \times 4$, $\varnothing 25 \times 4,5$ и длиной 300 мм каждая. Зона испарения выполнена из трубки $\varnothing 32 \times 2$ и длиной 400 мм, на которой смонтирован электронагреватель. Зона конденсации термосифона помещалась в кожух, в боковую поверхность которого вварены два илдеминатора. Воя поверхность кожуха изолировалась пенополиуританом. Для образования кольцевых каналов использовались калиброванные стеклянные трубки различных диаметров. Кольцевой канал образовался между наружной поверхностью трубки зоны конденсации и внутренней поверхностью стеклянной трубки-вставки.

Для получения необходимых условий при проведении эксперимента предназначена система холодильного обеспечения.

Температура стенки зоны конденсации измерялась термопарами, изготовленными из медной и константановой проволоки диаметром 0,2 мм. Термопары приваривались в канавках и сверлениях в пяти сечениях по две в каждом на различной глубине. Температура паров фреона в кожухе зоны конденсации находилась как средняя между показанием термопары, помещенной в паровое пространство, и температурой, найденной по таблицам насыщенных паров, в соответствии с давлением насыщения, измеренным манометром.

Измерение истинного объемного паросодержания производилось методом, основанным на измерении электрической емкости цилиндрического конденсатора, помещенного в двухфазный поток. Обкладками конденсатора являлись собственно поверхности зоны конденсации термосифона и кольцевые поверхности внутри стеклянных трубок-вставок, которые были получены методом напыления металла в вакуумной камере в четырех сечениях, по высоте. Измерение электрической емкости цилиндрического конденсатора производилось цифровым измерителем емкости Е8-4.

Работа экспериментальной установки производилась следующим образом: при подаче напряжения на электронагреватель фреон-II внутри испарительной зоны термосифона закипал и пары его поднимались вверх под действием силы тяжести и конденсировались на холодной стенке зоны конденсации термосифона, которая охлаждалась хладагентом R-12 или R-22, находящимся в кожухе. При кон-

денсации R-II выделяется теплота конденсации, которая идет на нагрев и парообразование хладагента в кожухе. Необходимая температура хладагента в кожухе поддерживалась системой хладообеспечения,

Коэффициент теплоотдачи при кипении R-I2, R-22 определялся по показаниям термопар, заделанных в стенке зоны конденсации на различной глубине и термопары, установленной в паровом пространстве кожуха зоны конденсации.

Истинное объемное паросодержание в кольцевом канале определялось по измеренной электрической емкости цилиндрического конденсатора и тарировочным зависимостям $\varphi = f(C)$.

Кроме того в процессе экспериментов проводилось фотографирование, а также визуальные наблюдения процесса кипения в кольцевом канале.

В автореферате обсуждаются опытные данные по теплообмену, полученные с помощью термопар, установленных на высоте ~ 100 мм от начала кольцевого канала.

В четвертой главе представлены результаты экспериментального исследования паросодержания и теплообмена при кипении R-I2, R-22 в кольцевых каналах. Открытой схемы питания канала жидкостью и при условии постоянства температуры теплопередающей поверхности. Здесь также приведено сравнение экспериментальных и расчетных данных.

В качестве исследуемых жидкостей использовались хладагенты: фреон-I2, фреон-22 при температуре насыщения $T_s = 263\text{K}, 273\text{K}, 283\text{K}$. Изучался процесс кипения в кольцевых каналах с шириной зазора $\delta = 0,5\text{мм}; 0,8\text{мм}; 1,5\text{мм}; 2,5\text{мм}$.

Истинное объемное паросодержание согласно физической модели и расчетных зависимостей зависит от режимных и геометрических параметров, а также от физических свойств хладагентов. Это было подтверждено результатами экспериментов.

Истинное объемное паросодержание по высоте канала возрастает, достигая по выходе из него максималы его значения. Изменение расстояния от начала канала от 100 мм до 200 мм приводит к увеличению паросодержания для $\Delta T = 2,44^\circ$ в 2,15 раза, такое же изменение расстояния для $\Delta T = 1,58^\circ$ приводит к увеличению φ приблизительно в 2 раза при кипении R-I2 в канале $\delta = 0,5\text{мм}$ и $T_s = 263\text{K}$ (рис.2).

Характер зависимости паросодержания от высоты канала асимптотический, из чего можно сделать вывод, что чем больше паросодержание в канале, тем слабее становится влияние факторов, от которых паросодержание зависит.

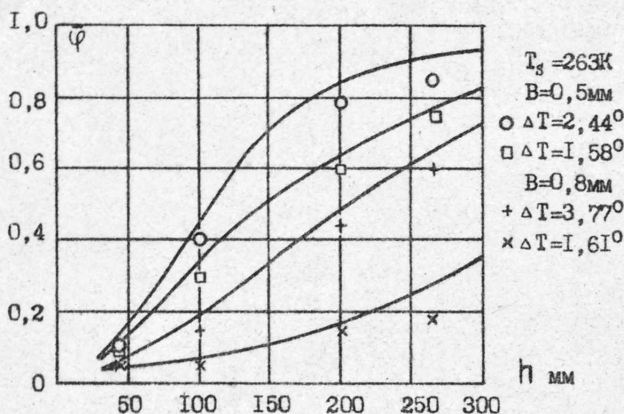


Рис.2 Истинное объемное паросодержание при кипении R-12 в зависимости от высоты канала

В работе выявлено влияние на паросодержание подводимой тепловой нагрузки. Установлено, что увеличение тепловой нагрузки приводит к возрастанию паросодержания, при этом следует отметить большее влияние на паросодержание перепада температур при малых ΔT .

Установлено также, что паросодержание с увеличением ширины кольцевого канала резко падает при одном и том же перепаде ΔT . Для R-12 и R-22 влияние ширины кольцевого канала начинает сказываться при $b \leq 0,8$ мм для всех исследованных температур насыщения. При больших значениях "b" паросодержание практически не изменяется.

Следует также отметить зависимость паросодержания от физических свойств хладагентов. Паросодержание при всех прочих равных условиях, для $T_s = 263$ К выше, чем для $T_s = 273$ К, $T_s = 283$ К, при этом для $h < 80$ мм разница паросодержания для различных значений T_s незначительна, а расслоение данных по паросодержанию

наблюдается при больших значениях " η ", что объясняется различным значением скорости парообразования $\frac{q}{\rho_n}$, которая с ростом температуры насыщения уменьшается.

Все описанные закономерности поведения паросодержания в зависимости от режимных и геометрических параметров и физических свойств жидкости для R-12 в полной мере справедливы и для

R-22, однако отличие в физических свойствах дает несколько другие количественные зависимости. Скорость парообразования при кипении R-22 для прочих равных условий в 1,62 раза ниже, чем при кипении R-12. Этот момент объясняет более низкие значения паросодержания в канале при кипении R-22 (рис.3).

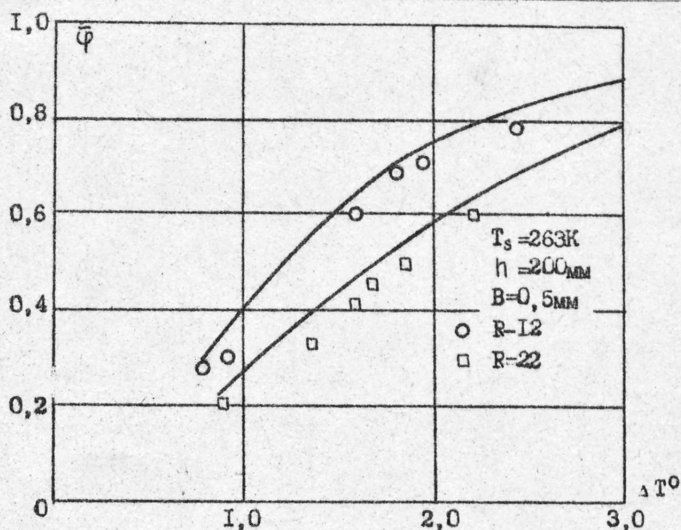


Рис.3 Сравнение истинного объемного паросодержания при кипении R-12 и R-22 в зависимости от перепада температур

Экспериментальные данные по паросодержанию при кипении R-12 и R-22 в узких кольцевых каналах для случая малых тепловых потоков удовлетворительно обобщаются критериальным уравнением (I7), что показано на рис. 4.

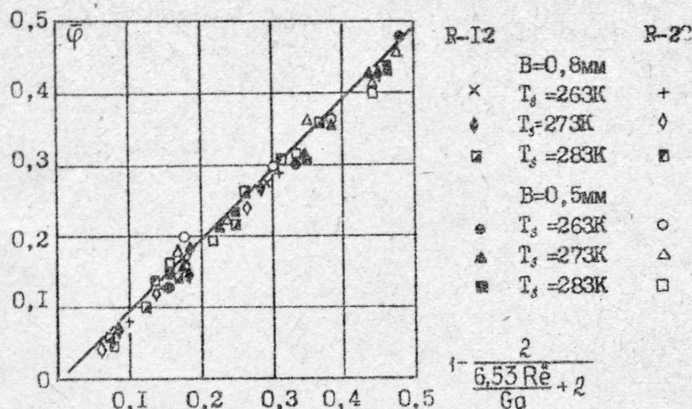


Рис. 4 Обобщение экспериментальных данных по паросодержанию при кипении R-12 и R-22 в узких кольцевых каналах для малых ΔT .

Вторая часть четвертой главы посвящена исследованию теплообмена при кипении R-12, R-22 в кольцевых каналах.

Было установлено, что коэффициент теплоотдачи возрастает с увеличением подведенной тепловой нагрузки, причем с уменьшением ширины кольцевого канала с $\delta = 2,5$ мм до $\delta = 0,5$ мм коэффициент теплоотдачи увеличивается в 3-4 раза. Наибольшее влияние " δ " на " α " наблюдается при меньших " q " (рис. 5). Следует также отметить, что при кипении R-12 в кольцевом канале $\delta = 1,5$ мм и температуре насыщения $T_s = 263$ К коэффициент теплоотдачи несколько выше, чем в канале шириной $\delta = 2,5$ мм. Этого расслоения не наблюдается для аналогичных условий, но при $T_s = 273$ К, 283 К, что объясняется оменой режимов кипения, в кольцевых каналах.

При $T_s = 263$ К отрывной диаметр пузырькового пара для R-12 составляет $d_{отр} \approx 0,55$ мм, также значительной становится и скорость паробразования $\frac{G}{F_{отр}}$, что в итоге приводит к образованию в канале $\delta = 1,5$ мм режима "слякучих пузырей". Интенсивность теплоотдачи в этом случае определяется в рамках физической модели, описанной в главе 2. Для температур $T_s = 273$ К, 283 К режима "слякучих пузырей" при кипении R-12 в кольцевом канале $\delta = 1,5$ мм не наблюдается и интенсивность теплообмена определяется условиями большого объема.

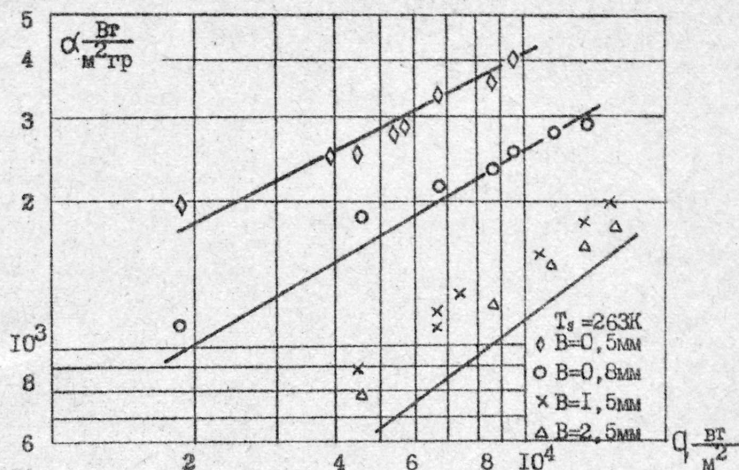


Рис. 5 Теплообмен при кипении R-12 в кольцевых каналах. Также установлено, что для кольцевых каналов $b = 0,5mm$, $b = 0,8mm$ коэффициент теплоотдачи не зависит от температуры насыщения. Этот результат можно объяснить действием двух факторов. Из анализа формулы (18) следует, что коэффициент теплоотдачи определяется " φ " и комплексом теплофизических свойств хладагента. Для более низких T_s истинное объемное паросодержание выше, чем для более высоких T_s , т.е. выше скорость парообразования. Соотношение величины комплекса теплофизических свойств обратное, т.е. с повышением T_s значение комплекса теплофизических свойств также возрастает. Совместное действие этих факторов объясняет приведенный выше вывод.

Сравнение теплообменных характеристик при кипении R-12 и R-22 позволило сделать вывод, что во всем исследованном диапазоне $q = 1850 - 25000 \frac{Вт}{м^2}$, для $T_s = 263K, 273K, 283K$, и значений ширины кольцевого канала $b = 0,5mm, 0,8mm, 1,5mm, 2,5mm$ коэффициент теплоотдачи при кипении R-22 на 15-20% выше, чем при α для R-12.

В процессе экспериментов в кольцевом канале $b = 0,5mm$ при кипении R-12 и R-22 фиксировался момент роста температуры теплопередающей стенки, по которому можно было судить о появлении кризиса теплообмена. Значение критической тепловой нагрузки для приведенных условий лежало в диапазоне $q_{кр} = 9000 - 10000 \frac{Вт}{м^2}$.

Сравнение экспериментальных данных с результатами, полученными в работе Азарского В.Д. при исследовании кипения R-12 и R-22 в плоских щелевых каналах, но для условия $q = \text{const}$ показало, что коэффициент теплоотдачи $\alpha_{q=\text{const}} \approx 1,2 \alpha_{T=\text{const}}$. Разницу в значениях теплообменных характеристик можно объяснить различием в способах обогрева каналов.

На рис. 6 приведено обобщение полученных экспериментальных данных по теплообмену при кипении R-12, R-22 в кольцевых каналах шириной $\delta = 0,5 \text{ мм}$, $0,8 \text{ мм}$ и при малых значениях тепловых нагрузок, а также опытные данные других авторов, обобщаются критериальным уравнением (19).

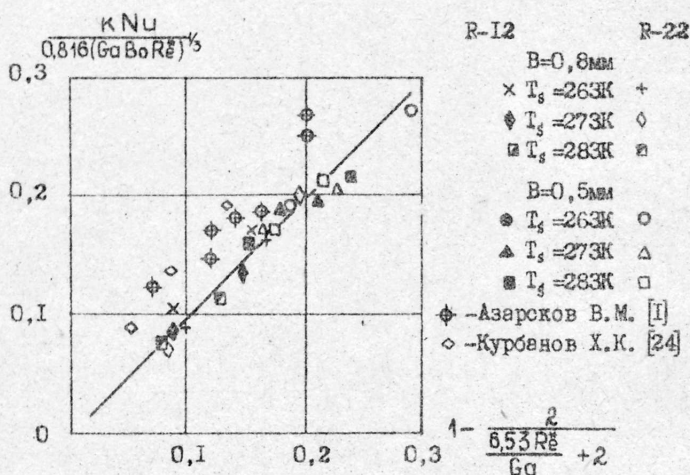


Рис. 6 Обобщение экспериментальных данных по теплообмену при кипении в щелевых каналах

Выводы

1. Создана физическая модель процесса кипения в кольцевых щелевых каналах при постоянной температуре теплопередающей поверхности и открытой схеме питания канала жидкостью.

2. Получены расчетные зависимости истинного объемного паросодержания и теплообменных характеристик при кипении жидкости в кольцевых щелевых каналах открытой схемой питания канала жидкостью для условий постоянства температуры теплопередающей поверхности.

3. Экспериментально подтверждена правильность физической модели процесса кипения в кольцевых каналах открытой схемы питания и постоянной температуре теплопередающей поверхности. Подтверждены расчетные зависимости по истинному объемному паросодержанию и коэффициенту теплоотдачи. В качестве рабочей жидкости использовался фреон-12 и фреон-22 при температуре насыщения $T_s = 263\text{K}, 273\text{K}, 283\text{K}$.

4. Установлено, что для значений ширины кольцевого канала $\delta = 0,5\text{мм}, 0,8\text{мм}$ коэффициент теплоотдачи не зависит от температуры насыщения.

5. Установлено, что коэффициент теплоотдачи при кипении R-12, R-22 в кольцевых щелевых каналах с открытой схемой питания и постоянной температуре теплопередающей поверхности ниже коэффициента теплоотдачи для аналогичных условий, но при постоянной плотности теплового потока.

6. Показано, что использование кольцевых щелевых каналов дает возможность существенно повысить интенсивность теплообмена при кипении R-12, R-22 в области умеренных тепловых нагрузок.

7. Полученные расчетные зависимости могут быть использованы при создании теплообменных аппаратов с фазовыми переходами, основным элементом которых является гладкостенная тепловая труба. В качестве рабочей жидкости данных теплообменников используются R-12, R-22.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. А.Д.Корнеев, С.Д.Корнеев, Е.Н.Пирогов. Теплообмен и гидродинамика при кипении в узких щелевых зазорах с изотермическими стенками. - Известия вузов: Серия Машиностроение, 1981, №2, с.80-85.

2. А.Д.Корнеев, А.И.Леонтьев, Е.Н.Пирогов и др. Теплообмен при кипении R12 и R22 в узких щелевых каналах при постоянной температуре теплопередающей поверхности. - Холодильная техника, 1983, №2, с.46-49.

3. А.Д.Корнеев, Б.Н.Кудаев, Е.Н.Пирогов и др. Исследования процессов, протекающих в теплообменных устройствах с фазовыми переходами. Проблемы энергетики теплотехнологии. - В сб.: Тезисы докладов Всесоюзной научной конференции. М., изд. МЭИ, 1983, т.2, с.33-34.

4. А.с. 808827 (СССР). Теплообменник аппарат. /А.Д.Корнеев, С.Д.Корнеев, Е.Н.Пирогов и др. - Опубл. в Б.И., 1981, №8/

5. А.с. 951060 (СССР). Термогравитационная тепловая труба. /В.С.Карасев, А.И.Леонтьев, Е.Н.Пирогов и др. - Опубл. в Б.И., 1982, №30/.

6. Положительное решение по заявке. Тепловая труба. /В.С.Карасев, А.Д.Корнеев, Е.Н.Пирогов и др. - Заявл. 24.04.83, № 3466656/

7. В.С.Карасев, А.И.Леонтьев, Е.Н.Пирогов и др. Истинное объемное паросодержание в кольцевых щелевых каналах при кипении хладагентов на изотермической поверхности. - Холодильная техника, 1983, №12, с.27-31.

Объем I п.л. Тираж 100 экз. Ротапринт МВТУ им.Н.Э.Баумана
Л + 82893, Подг. и печ. 05.03.84. Зак. 500