

Авторефер
Г68

И

**ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

АСПИРАНТ
ГОРДИЕНКО
АЛЕКСАНДР ВАСИЛЬЕВИЧ

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА
ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ АММИАКА
В ГОРИЗОНТАЛЬНО-ТРУБНЫХ ПРИБОРАХ
ОХЛАЖДЕНИЯ**

Специальность 05.04.03—Гидравлические машины,
машины и аппараты холодильной и криогенной техники

АВТОРЕФЕРАТ
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ОДЕССА 1976

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

Аспирант

ГОРДИЕНКО Александр Васильевич

• ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ
И ТЕПЛООБМЕНА ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ АММИАКА
В ГОРИЗОНТАЛЬНО-ТРУБНЫХ ПРИБОРАХ ОХЛАЖДЕНИЯ

Специальность 05.04.03 - Гидравлические машины,
машины и аппараты холодильной и криогенной техники

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

XV 1413
ИНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
БІБЛІОТЕКА

Одесса - 1976

Работа выполнена в Одесском технологическом институте холодильной промышленности.

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор ЧУМАК И.Г.

Консультант - кандидат технических наук,
доцент КОХАНСКИЙ А.И.

Официальные оппоненты :

- доктор технических наук,
профессор ГОРБИС З.Р.

- кандидат технических наук
ИЛЬИНСКИЙ Д.Н.

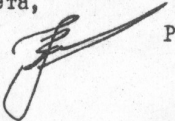
Ведущее предприятие - ГИПРОХОЛОД (г.Москва) .

Защита диссертации состоится "20" сентября 1976 г.
в 15 часов на заседании специализированного Совета К-539/1
Одесского технологического института холодильной промышленности:
270000, Одесса, ГСП, ул.Петра Великого, 1/3, ОТИХП.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан " " " 1976 г.

Ученый секретарь
специализированного Совета,
доцент


Р.К.НИКУЛЬШИН

Исх.№ _____

-I-

Актуальность. Генеральной линией развития холодильной техники является создание наиболее экономичного дешевого и надежного холодильного оборудования, отвечающего современным технологическим требованиям отраслей народного хозяйства, потребляющих холод.

Охлаждающие системы холодильников до сих пор обладают рядом недостатков, особенно заметных при переходе на современные интенсивные методы термической обработки и пониженные температуры хранения продуктов.

В работах А.А.Гоголина, А.П.Шеффера, С.Г.Чуклина, И.Г.Чумака, Ю.М.Осиповича и др. отмечалось, что недостаточная эффективность холодильного оборудования, различие их термогидравлических характеристик приводит к нарушению температурно-влажностного режима в камерах, и, в конечном счете, к ухудшению качества продукции, увеличению естественной убыли, удлинению времени термической обработки.

Проектирование и эксплуатация аппаратов и охлаждающих систем, их обоснованный выбор должны проводиться с учетом особенностей протекающих термогидравлических процессов в приборах охлаждения.

Многообразие режимов течения, отсутствие количественных методов идентификации их, а также то, что большинство известных экспериментов проводилось для жидкостей, не применяемых в холодильной технике, делает невозможным разработку надежной методики расчета и проектирования приборов охлаждения, работающих на аммиаке без экспериментального исследования гидродинамики и теплообмена горизонтальных двухфазных потоков при непрерывно увеличивающемся паросодержании смеси.

Задачи работы: исследовать различные режимы двухфазного течения аммиака в горизонтальных трубах, определить зоны существования их; изучить влияние основных параметров сред на гидравлическое сопротивление и теплообмен; разработать методику расчета термогидравлических характеристик горизонтально-трубных приборов охлаждения; определить статические и динамические характеристики, получить математическую модель теплообменного аппарата с двухфазным течением сред; экспериментально исследовать возможность использования и эффективность предложенного метода интенсификации теплообмена в горизонтально-трубных приборах охлаждения.

Научная новизна. Впервые проведено комплексное экспериментальное исследование гидродинамики и теплообмена двухфазных потоков аммиака в горизонтально-трубных приборах охлаждения при тепловых нагрузках, характерных для работы холодильных установок и установок кондиционирования воздуха.

В диссертации защищаются следующие основные положения :

1. Структура двухфазного потока аммиака в горизонтальных трубах и интенсивность теплообмена определяются, в основном, отношением приведенных чисел Рейнольдса фаз, их абсолютными значениями и геометрическими характеристиками объекта.

2. Влияние изменения режимных параметров при нестационарном теплообмене на статические и динамические характеристики прибора охлаждения с двухфазным течением сред может быть аналитически определено с помощью полученных передаточных функций, представляющих его математическую модель.

3. Интенсификацию теплообмена в горизонтально-трубных приборах охлаждения возможно осуществить с помощью режимного метода, заключающегося в изменении гидродинамической структуры потока при подаче в него дополнительного пара.

Практическая ценность. Результаты проведенного экспериментального исследования рекомендованы для использования при проектировании, выборе, расчете и эксплуатации теплообменных аппаратов аммиачных холодильных установок.

Использование режимного метода интенсификации теплообмена позволит снизить металлоемкость приборов охлаждения.

Полученные на основе выполненных исследований расчетные методики были использованы при выполнении научно-исследовательских работ по реконструкции, исследованию и разработке охлаждающих систем существующих и вновь строящихся холодильников (ОТИХП), а также переданы для использования ряду проектно-конструкторских организаций страны.

Апробация работ. Основные положения диссертационной работы докладывались на I и II Всесоюзных научно-технических конференциях молодых специалистов по холодильной технике и технологии (г.Москва, 1973 и 1975 гг.), на V Всесоюзной конференции по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах энергетических машин и аппаратов (г.Ленинград, 1974 г.), на V Всесоюзной конференции по тепломассообмену (г.Минск, 1976 г.), на конференциях профессорско-преподавательского состава по итогам научно-исследовательских работ ОТИХП (г.Одесса, 1973-и 1974 гг.).

По материалам диссертации имеется 7 публикаций.

Структура диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов и приложений. Работа содержит 139 страниц машинописного текста, 38 рисунков, 16 таблиц и приложений.

Библиография включает 192 наименования, из которых - 48 иностранных.

Экспериментальный стенд. Методика исследования

В соответствии с задачами и методикой исследования был разработан экспериментальный стенд, включающий аммиачную холодильную установку, работающую по насосно-циркуляционной схеме, охлаждаемую камеру, оборудованную пристенными и потолочными оребренными батареями, и расположенный в ней опытный участок (рис.1).

Он состоит из трех состыкованных между собой и ориентированных в строго горизонтальном направлении трубопроводов, два из которых представляют собой стеклянную трубу, используемую для визуального наблюдения и скоростной фотосъемки процессов, протекающих в них, третий (центральный) - оребренную оцинкованную трубу, служащую для теплотехнических испытаний. Подача парообразного и жидкого аммиака осуществлялась с помощью смесительного устройства.

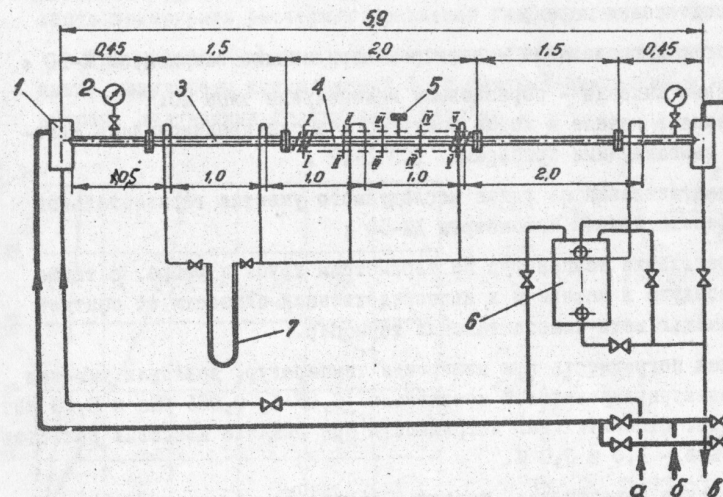


Рис.1. Опытный участок экспериментального стенда

1 - смесительный бачок; 2 - манометр ОМ-2,5; 3 - стеклянная труба; 4 - рабочий участок - оребренная труба; 5 - датчик ТДДМ; 6 - мерный бак; 7 - дифманометр ДМ-50; а - подача жидкости; б - подача пара; в - слив смеси.

В качестве объекта исследования были выбраны оребренные оцинкованные трубы внутренним диаметром 0,032 и 0,015 м. Испытания проводились на наиболее распространенном в настоящее время холодильном агенте - аммиаке в следующем диапазоне изменения основных параметров :

давление кипения $P_0 = 0,186 + 0,290$ МПа ;
 массовый расход жидкости $M_{ж} = 0,002 + 0,232$ кг/с ;
 массовый расход пара $M_n = 0,0002 + 0,0135$ кг/с ;
 массовое паросодержание $X = 0,0009 + 0,870$.

В установившемся режиме работы измерялись величины, необходимые для определения режима течения, тепловых гидравлических, статических и динамических характеристик двухфазного потока:

1/ массовые расходы жидкого аммиака на входе и выходе из опытного участка - мерными баками, установленными на линиях подачи и слива ;

2/ массовый расход подаваемого пара - по тепловому балансу электрогрелки и разности массовых расходов жидкого аммиака на входе и выходе из участка подготовки пара ;

3/ мощность нагревателей - электроизмерительным комплектом К-50 ;

4/ давление кипения - образцовыми манометрами типа МО.

Запись давления в начале и конце опытного участка производилась автоматическими самопишущими приборами ДСП I-I2 ;

5/ перепад давлений по длине исследуемого участка горизонтальной трубы - дифференциальным манометром ДМ-50 ;

6/ распределение температур по периметрам трубы и ребра, а также температур воздуха в камере и в непосредственной близости от опытной трубы - с помощью медь-константановых термопар.

Абсолютная погрешность при измерении температур, давления кипения и мощности электронагревателей составляла $\pm 0,05$ К, 0,001 МПа и 0,05 кВт соответственно. Относительная погрешность при расчете массовых расходов жидкости и пара - 1,0 и 6,0 %.

Режим течения определялся, наряду с визуальным, методом, основан - ным на анализе спектрального распределения пульсаций давления на стенке трубы.

Измерение мгновенного значения давления в зависимости от времени для различных условий течения производилось с помощью тензометрической установки, состоящей из датчика ТДМ, электронного усилителя В АНЧ-7М и шлейфового осциллографа Н-700.

Результаты экспериментального исследования

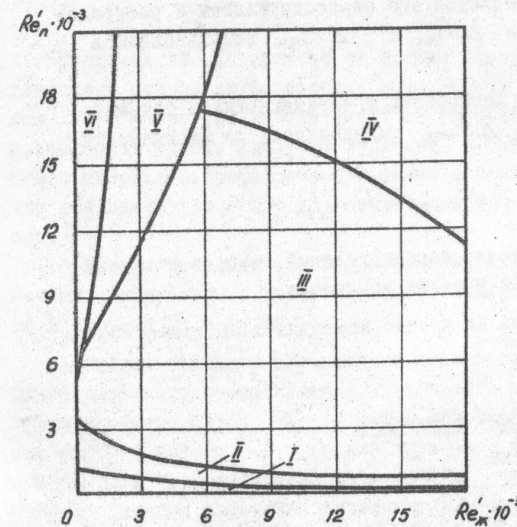
Режим течения. При работе приборов охлаждения с частично заполненными трубами в них происходит непрерывная перестройка режимов двухфазного течения, вызываемая интенсивным парообразованием холодильного агента.

В исследованном диапазоне изменения основных параметров визуально наблюдались следующие формы двухфазного течения аммиака: расслоенная с гладкой границей раздела фаз; расслоенная с волновой поверхностью раздела фаз; снарядная; дисперсно-кольцевая и кольцевая.

Определены зоны существования указанных режимов течения в зависимости от параметров, определяющих характер поверхности раздела фаз: $M_{ж}, M_n, Re'_j, Re'_n, \beta, Fr_{см}$.

Наиболее пригодной для обобщения результатов опытов оказалась диаграмма структур двухфазного потока в координатах Re'_n, Re'_j (рис.2), позволяющая установить режим течения аммиака в горизонтальных трубах $d_{вн} = 0,015 + 0,032$ м и, в зависимости от него, выбрать область применения расчетных уравнений гидродинамики и теплообмена .

При построении диаграммы были использованы, наряду с опытными данными, результаты исследований форм течения аммиачных и водо-воздушных смесей, полученные различными авторами .



$$Re'_{n(ж)} = \frac{W_{n(ж)} d_{вн}}{v_{n(ж)}}$$

Рис.2. Диаграмма структур I-расслоенная с гладкой границей раздела фаз; II- расслоенная с волновой границей раздела фаз; III - снарядная; IV - дисперсная; V - дисперсно-кольцевая; VI - кольцевая .

Анализ полученных осциллограмм пульсаций давлений и визуальных наблюдений подтвердил целесообразность группирования наблюдаемых режимов течения в три основные структурные зоны: разделенную - включающую расслоенные течения с гладкой и волновой границами раздела фаз; перемежающуюся - для снарядного и переходного снарядно-кольцевого двухфазного течения; дисперсную - состоящую из дисперсного, дисперсно-кольцевого и кольцевого течения.

Каждая из этих зон имеет свой характерный спектр пульсаций давлений, который объективно определяет и лежит в основе классификации режимов двухфазного течения.

Гидравлическое сопротивление. При разработке расчетной методики было использовано уравнение падения давления, записываемое для прямого участка горизонтальной трубы в виде:

$$\Delta P_{\text{общ.}} = \Delta P_{\text{уск.}} + \Delta P_{\text{тр.}}, \quad (1)$$

где $\Delta P_{\text{общ.}}$ - суммарные потери давления;
 $\Delta P_{\text{уск.}}$ - потери из-за продольного ускорения потока;
 $\Delta P_{\text{тр.}}$ - потери давления, связанные с преодолением сил трения и диссипацией энергии при взаимодействии фаз.

Учитывая, что потери давления двухфазного потока тесно связаны с режимом течения, так как определяются его паросодержанием и распределением фаз, при расчете величин $\Delta P_{\text{уск.}}$ и $\Delta P_{\text{тр.}}$ использовались две упрощенные модели:

а/ гомогенная модель - для дисперсных и перемежающихся течений. В соответствии с ней величина $\Delta P_{\text{уск.}}$ определялась по зависимости:

$$\Delta P_{\text{уск.}} = \frac{M_{\text{см.}}}{F_m} (W_{\text{см.2}} - W_{\text{см.1}}), \quad (2)$$

где $W_{\text{см.1}}, W_{\text{см.2}}$ - скорость парожидкостной смеси в начале и конце участка измерения.

Расчет гидравлических потерь на трение проводился по известной зависимости Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta P_{\text{тр.}} = J_{\text{см.}} \frac{L_m}{d_{\text{вн.}}} \frac{W_{\text{см.}}^2 \rho_{\text{см.}}}{2}, \quad (3)$$

где

$$\rho_{\text{см.}} = \frac{\rho_n \rho_{ж}}{x \rho_{ж} + (1-x) \rho_n};$$

$J_{\text{см.}}$ - коэффициент сопротивления двухфазной смеси, определяемый по зависимости, предложенной В.М.Боршанским.

$$J_{\text{см.}} = \frac{0,04}{W_{\text{см.}}^{0,25}}; \quad (4)$$

б/ модель двух осредненных фаз - для разделенных режимов течения. Согласно этой модели:

$$\Delta P_{\text{уск.}} = \frac{M_{\text{см.}}^2}{F_m^2} \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{(1-\varphi) \rho_{ж}} + \frac{x^2}{\varphi \rho_n} \right]_2 - \left[\frac{(1-x)^2}{(1-\varphi) \rho_{ж}} + \frac{x^2}{\varphi \rho_n} \right]_1 \right\}, \quad (5)$$

а величина $\Delta P_{\text{тр.}}$ рассчитывалась как сумма потерь давления на трение каждой из фаз с учетом занимаемой площади трубы. В качестве определяющей скорости была принята средняя истинная скорость фаз

$$\Delta P_{\text{тр.}} = \Delta P_{\text{тр.ж}} (1-\varphi) + \Delta P_{\text{тр.н}} \cdot \varphi. \quad (6)$$

Здесь

$$\Delta P_{\text{тр.ж(н)}} = J_{ж(н)} \frac{L_m}{d_{\text{вн.}}} \frac{W_{ж(н)}^2 \rho_{ж(н)}}{2}; \quad \varphi = \frac{\beta}{(1-S)\beta + S},$$

где

$$\beta = \frac{\frac{M_n}{\rho_n}}{\frac{M_{ж}}{\rho_{ж}} + \frac{M_n}{\rho_n}}; \quad S = \frac{x}{1-x} \frac{1-\beta}{\beta} \frac{\rho_{ж}}{\rho_n}.$$

Коэффициент J зависит от режима течения и относительной шероховатости стенок трубопровода, оцениваемой симплексом $k/d_{\text{вн.}}$, где k - средняя высота выступов (шероховатостей) на внутренней поверхности трубы. Значение величины k исследуемых труб, определенное с помощью микрофотоъемки, лежит в пределах $(0,08 + 0,15) \cdot 10^{-3}$ м, что соответствует ГОСТу для стальных труб новых и бывших в эксплуатации.

Величина коэффициента гидравлического сопротивления J при ламинарном, переходном и турбулентном движении фаз определялась по зависимостям Пуазейля и Колбрука.

Экспериментальное определение общего перепада давления вследствие гидравлического сопротивления двухфазного потока на прямом участке горизонтальной трубы $d_{\text{вн.}} = 0,032$ и $0,0155$ м проводилось при различных режимах течения. Результаты замеров $\Delta P_{\text{общ.}}$ на I п.м. трубы в зависимости от соотношения M_n и $M_{ж}$ представлены на рис.3. На этом же рисунке нанесены расчетные кривые, полученные при обработке опытных данных по предлагаемым методикам.

Сопоставление опытных данных с результатами теоретических расчетов обнаружило их удовлетворительную сходимость в пределах проведения экспериментов. Расхождения не превышали $\pm 15\%$ при использовании гомогенной модели и $\pm 20\%$ - при использовании модели двух осредненных фаз.

Удовлетворительное совпадение опытных и расчетных значений позволяет полагать, что предложенные методы расчета гидравлических сопротивлений отражают основные закономерности двухфазного течения аммиака в горизонтальных трубах.

Теплообмен. Методика экспериментального исследования, предусматривающая одновременное изучение теплообмена и форм течения парожидкостной смеси, подтвердила определяющее влияние гидродинамической структуры потока на интенсивность теплообмена.

Изменение среднего по поверхности рабочего участка коэффициента теплоотдачи от парожидкостной смеси $\bar{\alpha}_0$ в зависимости от M_n и $M_{ж}$ показано на рис.4. Пунктирной линией на графиках нанесены условные границы существования различных режимов течения.

Учитывая сопряженный характер гидродинамических и теплообменных характеристик двухфазного потока, структурный вид зависимостей, определяющих теплообмен в горизонтальных трубах, можно обосновать, используя результаты настоящей работы по исследованию форм течения парожидкостной смеси аммиака, согласно которым они определяются отношением приведенных чисел Рейнольдса каждой из фаз ($Re'_n, Re'_ж$), их абсолютными значениями и геометрическими характеристиками рабочего участка, оцениваемых симплексом ($L/d_{вн}$)

$$\bar{Nu} = f(Re'_n, Re'_ж, \Delta Re, \frac{L}{d_{вн}}), \quad (7)$$

где

$$\bar{Nu} \equiv \frac{\bar{\alpha}_0 d_{вн}}{\lambda_{ж}}; \quad \Delta Re \equiv \frac{Re'_n}{Re'_ж}$$

Значения величин $\lambda_{ж}, \rho_n, \rho_{ж}, \nu_n, \nu_{ж}, r$ определялись при средней температуре кипения аммиака в рабочем участке.

Принимая, что соотношение в правой части уравнения (7) подчиняется степенному закону, в результате обработки опытных данных на ЭВМ "Минск-22" получены следующие критериальные зависимости (среднеквадратичная погрешность аппроксимации $\pm 16\%$):

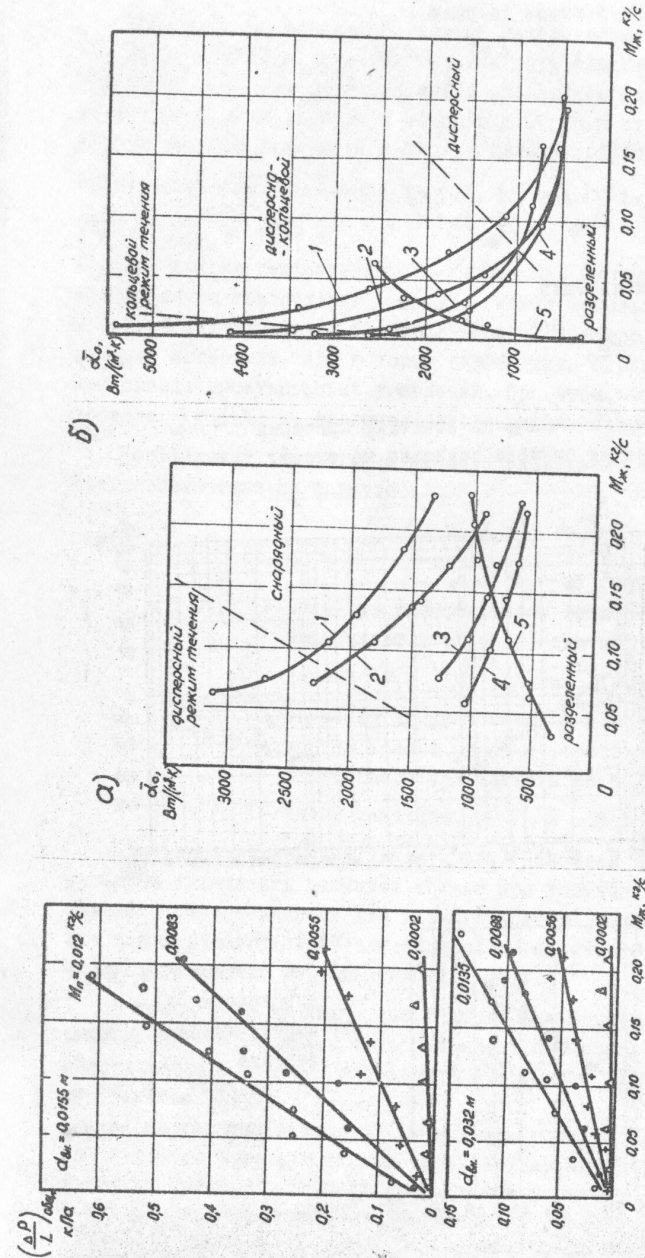


Рис.4. Графики зависимости $\bar{\alpha}_0 = f(M_{ж}, M_n)$ для горизонтальных труб:

- а) $d_{вн} = 0,032$ м; $M_n = 0,0135$ кг/с;
 2 - 0,0088; 3 - 0,0052; 4 - 0,0031; 5 - 0,000;
 б) $d_{вн} = 0,0155$ м; $M_n = 0,0116$ кг/с;
 2 - 0,0087; 3 - 0,0060; 4 - 0,0032; 5 - 0,000.

Рис.3. Сопоставление расчетных и опытных данных по перепаду давления на I п.м. горизонтальной трубы при различных массовых расходах фаз.

1/ для разделенных режимов течения

$$\bar{Nu} = 0,028 \cdot 10^{+5} Re_n^{0,85} \Delta_{Re}^{-0,66} \left(\frac{L}{d_{вн.}}\right)^{1,66}; \quad (8)$$

2/ для перемежающихся течений

$$\bar{Nu} = 0,7 \cdot 10^{-5} \Delta_{Re}^{0,73} \left(\frac{L}{d_{вн.}}\right)^{-1,68}; \quad (9)$$

3/ для дисперсных течений

$$\bar{Nu} = 0,019 Re_n^{0,89} \Delta_{Re}^{0,30}; \quad (10)$$

Влияние отношения Re_n'/Re_n' на величину критерия Nu при различных режимах течения аммиака показано на рис.5.

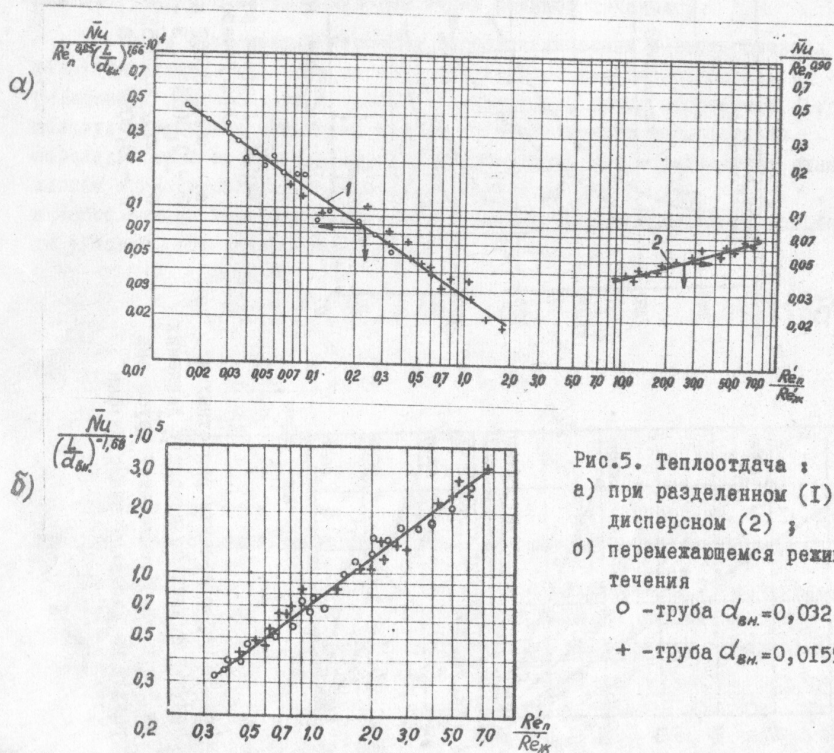


Рис.5. Теплоотдача :
 а) при разделенном (1), дисперсном (2);
 б) перемежающемся режиме течения
 о - труба $d_{вн.}=0,032$ м;
 + - труба $d_{вн.}=0,0155$ м.

Область применения полученных зависимостей ограничена пределами зон существования указанных режимов двухфазного течения (в переходных зонах следует воспользоваться уравнением для предшествующей структуры), определяемых с помощью диаграммы структур потока (рис.2) по вычисленным значениям Re_n, Re_n' и следующими условиями :

холодильный агент - аммиак ; $Re_n \leq 2I \cdot 10^3$; $Re_n' \leq 18 \cdot 10^3$;
 $12,9 \leq \frac{L}{d_{вн.}} \leq 62,5$.

При других соотношениях $L/d_{вн.}$ для расчета среднего по длине коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_{опр.}$ можно использовать поинтервальный метод, заключающийся в разбивке данного прибора охлаждения на отдельные интервалы, для которых справедливы ограничения, сделанные при выводе вышеуказанных уравнений. При этом входные параметры интервала ΔX_i являются выходными для интервала ΔX_{i-1} .

Коэффициент теплоотдачи прибора охлаждения определяется как средневзвешенный по формуле :

$$\bar{\alpha}_{опр.} = \frac{\sum_{i=1}^n (\Delta X \cdot \bar{\alpha}_{oi})_i + \sum_{j=1}^m (\Delta Z \cdot \bar{\alpha}_{oj})_j}{\Delta X \cdot n + \Delta Z \cdot m}, \quad (11)$$

где $\bar{\alpha}_{oi}$ - значения коэффициентов теплоотдачи, найденные по зависимостям (8 + 10) для прямых участков трубы длиной ΔX из условия: $12,9 \leq \frac{\Delta X}{d_{вн.}} \leq 62,5$;
 $\bar{\alpha}_{oj}$ - значения коэффициентов теплоотдачи на участке поворота длиной ΔZ , рассчитанные с учетом их турбулизирующих влияний на парожидкостной поток ;
 n, m - число участков ΔX и ΔZ .

Кратность циркуляции хладагента. Наиболее эффективная работа приборов охлаждения возможна только при установлении кратности циркуляции, обеспечивающей для данного прибора охлаждения возможно более высокий коэффициент теплоотдачи от парожидкостной смеси при минимальных значениях гидравлических потерь.

В инженерной практике выбор кратности циркуляции холодильного агента часто произволен и не учитывает специфики работы холодильного оборудования и системы охлаждения. Он должен производиться из следующих соображений :

а/ завышенная кратность циркуляции ведет к увеличению количества холодильного агента в охлаждающей системе и, вследствие этого, к повышенным гидравлическим сопротивлениям в аппаратах и сливных линиях, к увеличению числа насосов, ресиверов и другого оборудования, а также

дополнительным расходам электроэнергии ;

б/ при заниженной кратности циркуляции теплообменная поверхность приборов охлаждения будет работать недостаточно эффективно;

в/ необходимо учитывать число параллельных вводов, так как при больших кратностях циркуляции, выбранных для одного объекта, в пересчете на всю систему требуемое количество жидкости может быть больше производительности установленного насоса.

В результате проведенного исследования гидродинамики и теплообмена при различных режимах двухфазного течения аммиака предложен следующий метод определения кратности циркуляции :

1/ рассчитываем количество пара на выходе из прибора охлаждения

$$M_{п.вых.} = \frac{q \cdot F_{гр.}}{r} + M_{п.вх.} \quad (12)$$

(для насосных схем $M_{п.вх.}=0$) ;

2/ используя графики, представленные на рис.6, и руководствуясь вышеуказанными соображениями, определяем количество жидкого аммиака $M_{ж.вх.}$, которое необходимо подать в данный прибор охлаждения ;

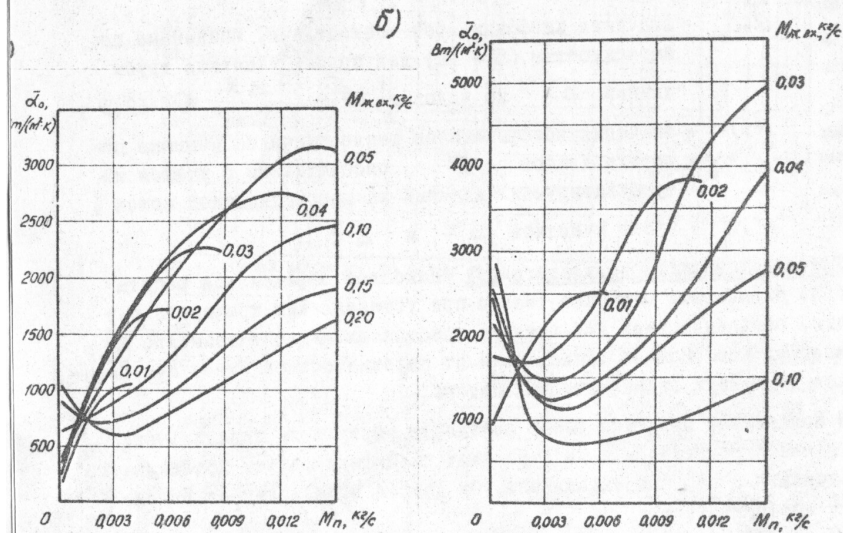


Рис.6. Графики зависимости $\bar{\alpha}_0 = f(M_{п.}, M_{ж.вх.})$ для трубы: а) $d_{вн.}=0,032$ м; б) $d_{вн.}=0,0155$ м.

3/ коэффициент кратности циркуляции холодильного агента равен:

$$Z = \frac{M_{ж.вх.}}{M_{п.вых.}} \quad (13)$$

Приближенное значение коэффициента кратности циркуляции аммиака может быть также найдено по эмпирической зависимости, полученной по результатам данного исследования, и отражающей влияние условий теплообмена и конструктивных характеристик прибора охлаждения

$$Z = 0,95 \frac{d_{вн.}}{M_{п.вых.}} \quad (14)$$

Приведенные выше расчетные методики, зависимости и графики явились основой разработанных аналитических и графоаналитических методов расчета термогидравлических характеристик горизонтально-трубных приборов охлаждения.

Исследование нестационарных процессов теплообмена. Математическая модель прибора охлаждения с двухфазным течением сред

Нестабильность работы камер хранения и термической обработки, обусловленная рядом различных возмущающих воздействий как со стороны продукта, так и со стороны окружающей среды, оказывает существенное влияние на работу приборов охлаждения и холодильной установки в целом.

Оценка возмущающих и регулирующих воздействий связана с изучением влияния последних на динамику приборов охлаждения и осуществляется с помощью формализованных представлений в виде уравнений или математической модели.

При составлении математической модели приборов охлаждения с двухфазным течением сред использовалась схема, согласно которой :

- исходная система нелинейных дифференциальных уравнений линеаризуется методом малого параметра в окрестности стационарного режима;

- вводят ряд допущений и упрощений в зависимости от характера процессов, протекающих в приборе охлаждения, что позволяет упростить математическую модель и получить решение в явном виде ;

- полученная система уравнений решается с помощью преобразований Лапласа и Фурье, что дает возможность получить передаточные функции и частотные характеристики исследуемого объекта.

В соответствии с расчетной схемой и принятыми допущениями исходные дифференциальные уравнения материального и энергетического балансов, а также количества движения, описывающие динамику процессов в приборах охлаждения с двухфазным течением сред, записаны в частных производных:

$$\frac{\partial \varphi f_m \rho_n}{\partial \xi} + \frac{\partial [(1-\varphi) f_m \rho_{ж}]}{\partial \xi} = - \frac{\partial M_n}{\partial \xi} - \frac{\partial M_{ж}}{\partial \xi}; \quad (15)$$

$$\frac{\partial P_{см} W_{см}}{\partial \xi} + \frac{\partial P_{см} W_{см}^2}{\partial \xi} = -g \left(\frac{\partial \rho}{\partial \xi} \right)_{гр.}; \quad (16)$$

$$\frac{\partial [\varphi f_m \rho_n l_n + (1-\varphi) f_m \rho_{ж} l_{ж}]}{\partial \xi} = - \frac{\partial M_n l_n}{\partial \xi} - \frac{\partial M_{ж} l_{ж}}{\partial \xi} + \alpha_0 \Pi (T_m - T_n); \quad (17)$$

$$-m_g c_g \frac{\partial T_{в.кон.}}{\partial \xi} - M_g c_g (T_{в.кон.} - T_{в.нач.}) = \alpha_n F_{г.н} (T_{в.кон.} - T_m) + \alpha_l F_{г.л} (T_{в.кон.} - T_m); \quad (18)$$

$$m_{л.г} \frac{\partial T_m}{\partial \xi} = \alpha_0 F_{г.вн.} (T_n - T_m) - \alpha_n F_{г.н.} (T_m - T_{в.кон.}) - \alpha_l F_{г.л.} (T_m - T_{в.кон.}). \quad (19)$$

После соответствующих преобразований и развязки независимых переменных получены решения системы уравнений (15-19) в виде передаточных функций по различным каналам. Так, например, по каналам - изменение температуры пара хладагента на выходе при изменении температуры пара и расхода жидкости на входе можно записать:

$$\frac{\Delta T_n(\bar{e}, \rho)}{\Delta T_{п.нач}(\rho, \rho)} = \frac{M_4(\rho, 0)}{1 - N_4(\rho, \bar{e}) N(\rho, \bar{e}) M_6(\rho, 0) \frac{A_1(\rho)}{A(\rho)}}, \quad (20)$$

$$\frac{\Delta T_n(\bar{e}, \rho)}{\Delta M_{ж.нач}(\rho, \rho)} = \frac{M_9(\rho, \bar{e}) + \frac{A_5(\rho)}{A(\rho)} M_6(\rho) N(\rho, \bar{e}) N_4(\rho, \bar{e})}{1 - N_4(\rho, \bar{e}) N(\rho, \bar{e}) M_6(\rho, 0) \frac{A_1(\rho)}{A(\rho)}}. \quad (21)$$

Коэффициенты, входящие в полиномы передаточных функций, зависят от термодинамических параметров сред, массовых расходов фаз, коэффициентов теплообмена, геометрических характеристик исследуемых объектов и оператора дифференцирования ρ .

Аналогично получены передаточные функции по другим каналам.

Практическое использование математической модели возможно лишь при проверке адекватности ее реальным физическим процессам, протекающим в исследуемых приборах охлаждения.

Объектом исследования статических и динамических характеристик являлись горизонтальные трубы $d_{вн.} = 0,032$ и $0,0155$ м, $L_m = 5$ м и батарея из оребренных труб $d_{вн.} = 0,032$ м, $L_m = 10,7$ м.

Программой экспериментальных исследований предусматривалось получение переходных характеристик исследуемых объектов при раздельном и совместном воздействии по расходу жидкого и парообразного аммиака, а также по тепловой нагрузке приборов охлаждения.

Возмущающее воздействие по любому из каналов приводит к изменению давления кипения холодильного агента, температур поверхности трубы и воздуха в камере.

При этом степень влияния на переходные процессы зависит от вида возмущающего воздействия и конструктивных характеристик объекта исследования.

Наибольшее влияние на изменение температуры воздуха в камере и поверхности опитной трубы на входе и выходе оказывает возмущение по тепловой нагрузке и расходу пара, наименьшее - по расходу жидкости. Самое продолжительное время переходного процесса при исследовании батареи и трубы $d_{вн.} = 0,032$ м наблюдалось при возмущении по тепловой нагрузке ($\tau_{п.п.} = 1800 + 4500$ с), значения коэффициентов усиления по этому каналу также максимальны ($K_i = 300 + 890 \frac{\text{град.с}}{\text{кг}}$). Значительно менее инерционен объект при возмущении по расходу жидкости ($\tau_{п.п.} = 105 + 300$ с), значения коэффициента K_i не превышают $8,4 \frac{\text{град.с}}{\text{кг}}$.

С уменьшением диаметра исследуемой трубы длительность переходного процесса и коэффициенты усиления при возмущающем воздействии по расходу пара и тепловой нагрузке рост $\tau_{п.п.}$ не наблюдался, рост K_i незначителен.

Полученные экспериментальные и аналитические переходные характеристики приборов охлаждения с двухфазным течением сред сопоставлялись при одинаковых начальных и граничных условиях.

Расхождения по различным каналам не превышали 10 %.

Математическая модель может быть использована при расчете и конструировании приборов охлаждения, разработке локальных систем автоматического регулирования, а также как отдельное звено при составлении математической модели холодильной установки, работающей по насосно-циркуляционной схеме.

Исследование режимного метода интенсификации теплообмена

Одним из способов повышения тепловой эффективности приборов охлаждения является интенсификация теплоотдачи со стороны холодильного агента.

Способы воздействия на поток рабочей среды с целью интенсификации процесса теплообмена; применение шероховатых поверхностей, закручивание потока с помощью ультразвука, изменение поперечного сечения канала, повышение искусственных турбулизаторов и др. разработаны, в основном, применительно к течению однофазных теплоносителей и не нашли широкого применения в холодильной технике.

Исследованный метод интенсификации теплообмена заключался в том, что с помощью смесительного устройства в поток холодильного агента на входе в прибор охлаждения вводилось дополнительное количество пара, отделенное на сливе парожидкостной смеси. Этот способ относится к режимным или активным методам интенсификации теплообмена, так как обуславливает изменение гидродинамической обстановки, режимов течения парожидкостного потока у теплообменных поверхностей, режимных характеристик течения и вызывает дополнительную турбулизацию потока, интенсифицирующую перенос массы и энергии.

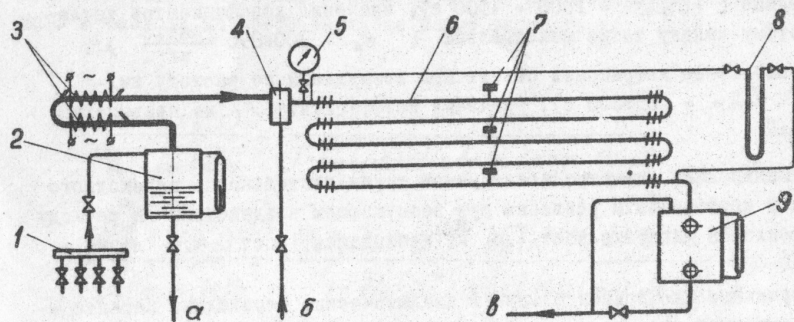


Рис.7. Схема экспериментального стенда

- 1 - сливной коллектор батарей камеры; 2 - отделитель жидкости; 3 - система электрогрелок; 4 - смесительный бачок; 5 - манометр ОМ-2,5; 6 - опытная батарея; 7 - датчик ТДДМ; 8 - дифманометр ДМ-50; 9 - мерный бак; а, в - слив аммиака; б - подача жидкости.

xv 1413
 ИНСТИТУТ ЛОДОВ
 ОНАХТ
 Библиотека

Экспериментальный стенд (рис.7) состоит из аммиачной холодильной установки, камеры с установленными в ней приборами охлаждения и теплообменного аппарата, представляющего собой батарею из оребренных горизонтальных труб ϕ 0,038 x 0,003 м, общей длиной 27 м, и смесительное устройство.

Парожидкостная смесь аммиака из батарей охлаждаемой камеры I направляется в отделитель жидкости 2, где поддерживался уровень жидкости, обеспечивающий отделение пара, поступающего через систему электрогрелок 3 в смесительный бачок опытной батареи 6.

В процессе эксперимента определялось количество подаваемого пара, расход жидкого аммиака, давление кипения, а также перепад давления и распределение температур по трубе и ребру в пяти сечениях по длине батареи.

Режим течения парожидкостной смеси определялся с помощью диаграмм структур (рис.2), а также методом, основанным на анализе спектрального распределения пульсации давления на стенке трубы.

Без подачи дополнительного пара в батарею и массовых расходах жидкого аммиака $M_{ж} = 0,025 \pm 0,172$ кг/с преимущественной формой течения парожидкостной смеси являлась разделенная. Подача пара в количестве $0,0044 \pm 0,012$ кг/с приводила к образованию перемежающегося, а при $M_{ж} < 0,025$ кг/с - кольцевого режима течения.

В области высоких паросодержаний при малом количестве жидкости $M_{ж} < 0,012$ кг/с наступало резкое ухудшение теплообмена, связанное с испарением или недостатком жидкости на стенке трубы.

Во всех остальных случаях, вне зависимости от начального соотношения массовых расходов фаз, наблюдался рост α_0 по длине исследуемой батареи. Это объясняется увеличением скорости парожидкостной смеси, улучшенными условиями омывания внутренней поверхности трубы вследствие непрерывной перестройки структуры потока, вызываемой парообразованием холодильного агента.

Минимум общего перепада давления обусловлен существованием разделенных форм течения парожидкостной смеси, при которых интенсивность теплообмена значительно снижается. Увеличение массовых расходов жидкости и пара, образование перемежающихся и дисперсных потоков приводит к существенному росту гидравлического сопротивления.

Количество жидкости и пара, которое необходимо подавать в прибор охлаждения, в зависимости от внутреннего диаметра трубы, и, исходя из условий, необходимых для образования наиболее благоприятных, с

точки зрения теплообмена и гидродинамики, режимов течения по всей длине его, можно определить по предложенной диаграмме структур двухфазного потока аммиака.

Использование режимного метода интенсификации теплообмена позволило увеличить коэффициент теплоотдачи до 6 раз при росте гидравлического сопротивления в 2 + 3 раза по сравнению с обычными условиями работы.

Сопоставление данных, полученных при интенсификации теплообмена различными методами (пульсационный эффект, турбулизирующие вставки и т.д.), с результатами настоящего исследования подтверждает целесообразность использования режимного метода интенсификации теплообмена.

Анализ частных термических сопротивлений, проведенный для различных типов существующих приборов охлаждения, показывает, что режимный метод интенсификации теплообмена рационален для применения в аппаратах с развитой наружной поверхностью ($\beta > 10$), а также при высокой интенсивности теплообмена со стороны окружающей среды. Такими аппаратами являются оребренные воздухоохладители камер хранения и термической обработки продуктов, воздухоохладители кондиционеров, погружные испарители, теплопередающая поверхность которых омывается жидким хладагентом и т.п.

Увеличение в 1,5 + 2 раза коэффициента $\alpha_{олр}$, осуществляемое в этих аппаратах за счет использования режимного метода интенсификации теплообмена, приводит к значительному росту коэффициента теплопередачи (до 40 %), что однозначно уменьшению металлоемкости данных приборов охлаждения.

Тепловая и гидродинамическая эффективность исследуемого метода интенсификации теплообмена оценивалась энергетическим коэффициентом E , представляющим собой отношение количества переданного тепла к мощности, затрачиваемой на перекачку хладагента при данном гидродинамическом режиме течения и отнесенных к единице поверхности прибора охлаждения.

Применение исследованного метода интенсификации теплообмена позволит :

1/ при некотором росте гидравлического сопротивления значительно повысить коэффициент теплоотдачи от парожидкостной смеси ;

2/ снизить расход подаваемой в приборы охлаждения жидкости, что приведет к уменьшению аммиакоемкости охлаждающей системы .

Преимущество данного метода интенсификации заключается также в его технологичности, т.к. отсутствует необходимость изменения конструкции прибора охлаждения, не снижаются его прочность и эксплуатационные характеристики.

Проведенные испытания подтвердили работоспособность и возможность использования после соответствующих конструкторских доработок режимного метода интенсификации теплообмена в существующих горизонтально-трубных приборах охлаждения.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. В горизонтально-трубных приборах охлаждения в диапазоне проведенных исследований визуально наблюдались следующие режимы двухфазного течения аммиака: расслоенные, с гладкой и волновой границами раздела фаз; снарядный; дисперсный; дисперсно-кольцевой и кольцевой.

Подтверждена целесообразность деления указанных режимов течения на три основные структурные зоны: разделенную, перемежающуюся и дисперсную.

2. Определены зоны существования режимов двухфазного течения аммиака и предложена диаграмма структур в координатах $Re'_n, Re'_ж$, позволяющая установить форму парожидкостного потока, и в зависимости от нее выбрать область применения предлагаемых расчетных уравнений гидродинамики и теплообмена.

3. Экспериментально установлено соответствие между гидродинамической структурой двухфазного потока аммиака и величиной гидравлических потерь в горизонтальных трубах.

Для расчета гидравлического сопротивления в приборах охлаждения предложена методика, составленная с использованием моделей: гомогенной - для дисперсных и перемежающихся течений; двух осредненных фаз - для разделенных течений.

4. Выявлено влияние характеристик двухфазного потока и геометрических параметров приборов охлаждения на интенсивность теплообмена.

Согласно принятой физической модели и экспериментальных данных настоящего исследования получены критериальные зависимости ($8+10$), позволяющие рассчитать коэффициент теплоотдачи от парожидкостной смеси при различных режимах двухфазного течения аммиака в горизонтальных трубах $\alpha_{ен} = 0,0155 + 0,032 m$.

5. Эффективность работы приборов охлаждения в значительной мере зависит от правильного выбора коэффициента кратности циркуляции холодильного агента. Представлена методика его определения, составленная с учетом условий теплообмена и конструктивных характеристик аппарата.

6. На базе использования полученных критериальных зависимостей, разработанных методик и построенных номограмм предложены аналитический и графоаналитический методы расчета термогидравлических характеристик горизонтально-трубных приборов охлаждения.

7. На основании теоретического и экспериментального исследования переходных процессов при различных возмущающих воздействиях впервые получена математическая модель теплообменного аппарата с двухфазным течением сред. Адекватность ее подтверждена достаточно высокой степенью соответствия реальным физическим процессам, протекающим в объектах исследования.

Математическая модель рекомендована для использования при расчете и конструировании приборов охлаждения, разработке локальных систем автоматического регулирования, а также как отдельное звено при составлении математической модели холодильной установки, работающей по насосно-циркуляционной схеме.

8. Предложен и экспериментально исследован режимный метод интенсификации теплообмена в горизонтально-трубных приборах охлаждения, заключающийся в искусственной турбулизации двухфазного потока за счет ввода в него дополнительного пара.

Определены области рационального применения указанного метода интенсификации, приводящего к значительному росту коэффициента теплопередачи (15 ÷ 40 %), что однозначно уменьшению металлоемкости приборов охлаждения.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Чумак И.Г., Олейниченко В.Т., Осипович Е.М., Московченко В.М., Клименко Г.А., Борщ А.Т., Гордиенко А.В. Внедрение современных систем на производственных холодильниках. В сб. "Внедрение эффективных систем охлаждения в пищевой и мясо-молочной промышленности", Киев, 1971.

2. Гордиенко А.В. Экспериментальное исследование двухфазного течения аммиака в горизонтально-трубных приборах охлаждения при повышенных тепловых нагрузках. Тезисы докладов к Всесоюзной научно-технической конференции молодых специалистов по холодильной технике и технологии, Москва, 1973.

3. Осипович Е.М., Гордиенко А.В., Ольшанский С.В., Васильева Л.К. Экспериментальное исследование двухфазного течения аммиака в горизонтальных трубах. Сб. "Холодильная техника и технология", вып.18, "Техника", Киев, 1974.

4. Чумак И.Г., Осипович Е.М., Коханский А.И., Гордиенко А.В. Экспериментальное исследование двухфазных потоков аммиака в горизонтально-трубных теплообменных аппаратах. Тезисы докладов У Всесоюзной конференции по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах энергетических машин и аппаратов, Ленинград, 1974.

5. Гордиенко А.В. Экспериментальное исследование активного способа интенсификации теплообмена в горизонтально-трубных аппаратах. Тезисы докладов II Всесоюзной научно-технической конференции молодых специалистов по холодильной технике и технологии, Москва, 1975.

6. Гордиенко А.В. Исследование интенсификации теплообмена в горизонтально-трубных аппаратах. Сб. "Холодильная техника и технология", вып.22, "Техника", Киев, 1976.

7. Чумак И.Г., Гордиенко А.В., Коханский А.И. Теплообмен при двухфазном течении аммиака в горизонтально-трубных аппаратах холодильных установок. Материалы У Всесоюзной конференции по тепломассообмену, Минск, 1976.

ОБОЗНАЧЕНИЯ

T - температура; P - давление; M - массовый расход; m - масса;
 τ - время; W - скорость; S - коэффициент скольжения фаз;
 F - поверхность; f - площадь поперечного сечения; Π - периметр;
 L - длина; $\bar{l} = \frac{l}{L}$ - относительная длина; d - диаметр;
 ρ - плотность; C - теплоемкость; i - энтальпия;
 r - удельная теплота парообразования; α - коэффициент теплоотдачи; λ - коэффициент теплопроводности; ν - коэффициент кинематической вязкости; q - плотность теплового потока;
 X - массовое паросодержание; β - расходное паросодержание;
 φ - объемное паросодержание.

И н д е к с ы : n - пар; $ж$ - жидкость; $см.$ - смесь;
 $в$ - воздух; $н$ - наружный; $вн.$ - внутренний;
 $нач.$ - начальный; $кон.$ - конечный; $т$ - труба;
 $пр.$ - прибор охлаждения; $л$ - лучистый; $'$ - приведенный;
- - средний;

К р и т е р и и : Re - Рейнольдса; Nu - Нуссельта;
 Fr - Фруда.