

Автореферат
Б 43

проф. Турману М.В.
ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

БОГАЧ Александр Николаевич

УДК 621.565.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ УЗЛОВ ПРОМЕЖУТОЧНОГО
ОХЛАЖДЕНИЯ АММИАЧНЫХ КОМПРЕССИОННЫХ
ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Специальность 05.04.03 – машины и аппараты
холодильной и криогенной техники и систем
кондиционирования

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Одесса – 1988

xv 911
Інститут холода
ОНАХТ
Бібліотека

Работа выполнена в Одесском технологическом институте
холодильной промышленности

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент Живица В.И.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Чепурленко В.И.

- кандидат технических наук,
доцент Козьмин Н.А.

Ведущая организация - ГИПРОХОЛОД, г. Москва

Защита диссертации состоится "20" июня 1988 г.
в 10.00 часов на заседании специализированного совета
К.068.27.01 при Одесском технологическом институте холодильной
промышленности.

270057, г. Одесса, ул. Петра Великого, 1/3, ОТИХП.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан " _____ " _____ 1988 г.

Ученый секретарь специализиро-
ванного совета к.т.н., доцент

Р.К.Никульшин

- 3 -

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работ. В решениях XXII съезда КПСС партия и пра-
вительство утвердили меры по развитию машиностроения как основы
научно-технического прогресса в двенадцатой пятилетке и в перспек-
тиве до 2000 года. К концу двенадцатой пятилетки необходимо до-
биться снижения удельной металлоемкости оборудования на 12...18 %,
энергоемкости на 7...12 %, повышения их надежности в 1,5...2 раза.

Для решения этих задач в области холодильной техники заново
оценивается технический уровень выпускаемого оборудования, ведут-
ся исследования, направленные на преодоление отставания по ряду
направлений, разрабатываются программы обновления всей выпускаемой
продукции и доведение ее до уровня, соответствующего передовым
научно-техническим решениям.

Проведенный в работе анализ показал, что наиболее тяжелая в
холодильной технике авария, приводящая иногда к гибели людей и
большим материальным потерям - гидравлический удар, продолжает ос-
таваться основным видом аварий в аммиачных многоступенчатых холо-
дильных машинах, причем более половины аварий приходится на ком-
прессор ступени высокого давления, т.е. после промежуточного ох-
ладителя (промсосуда), такие аппараты имеют большие габариты,
массу, низкие энергетические показатели.

Для холодильных установок, работающих по компаундной схеме,
нужны совмещенные циркуляционные ресиверы - промежуточные сосуды,
которые нашей промышленностью не производятся, что существенно
сдерживает широкое внедрение таких установок.

В связи с этим, разработка и исследование узла промежуточного
охлаждения для современных холодильных установок соответствует
запросу практики, является актуальной проблемой, связанной с ре-
шением поставленных выше задач.

Цель работы заключается в разработке и исследовании узла про-
межуточного охлаждения аммиачных компрессионных холодильных машин,
позволяющего повысить эффективность и безопасность эксплуатации.

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели необхо-
димо было решить следующие задачи:

- проанализировать существующие узлы промежуточного охлаждения
с точки зрения энергетических потерь и безопасности эксплуатации;
- определить условия оптимального проявления термогазодинами-
ческого эффекта для двухступенчатых аммиачных компрессионных хо-
лодильных машин;

- провести теоретические и экспериментальные исследования узла промежуточного охлаждения на основе термопрессора;

- разработать инженерную методику расчета и конструирования таких узлов;

- определить технико-экономические показатели аммиачной холодильной установки с узлом промежуточного охлаждения термопрессорного типа.

Научная новизна работы состоит в том, что на основе теоретического и экспериментального исследования испарительного контактного охлаждения потока перегретого пара между ступенями сжатия определены условия оптимального проявления термогазодинамического эффекта в промежуточных охладителях термопрессорного типа для двухступенчатых аммиачных холодильных машин.

Научное положение защищаемое в работе. Промежуточное охлаждение потока перегретого пара в двухступенчатых аммиачных компрессионных холодильных машинах должно проводиться при дозвуковых скоростях в камере испарения охладителя термопрессорного типа, соответствующих числам Маха-Маевского 0,4...0,8 при его испарительном контактом охлаждении жидким аммиаком.

Основные научные результаты, полученные в работе:

1. Показано, что термогазодинамический эффект при промежуточном охлаждении наиболее полно проявляется при высоких давлениях конденсации и низких давлениях кипения, а потери давления из-за трения о стенки термопрессора становятся преобладающим фактором при низких давлениях конденсации и высоких давлениях кипения.

2. Экспериментально определены значения коэффициентов сопротивления при движении двухфазного потока хладагента через термопрессор, позволяющие оценить потери на трение в камере испарения промежуточного охладителя термопрессорного типа.

3. Определены статические и динамические характеристики промежуточного охладителя термопрессорного типа как объекта управления, позволяющие проводить расчет регулятора.

4. Предложена методика расчета и конструирования промежуточных охладителей термопрессорного типа для различных схем холодильных установок.

5. Предложен и исследован узел термопрессорного типа для охлаждения масла в винтовых маслозаполненных компрессорах ступени низкого давления, доказана возможность охлаждения масла до заданной температуры без использования внешнего теплообменника, при этом снижение холодопроизводительности составляет не более 6 %.

Практическая ценность. Повышена энергетическая эффективность узла промежуточного охлаждения, упрощена его схема, увеличена безопасность эксплуатации многоступенчатых холодильных установок. Расширена область применения охладителя на компаундные схемы холодильных установок, что дает возможность комплектовать их выпускаемыми отечественными сосудами, разработаны методика расчета и рекомендации по применению узлов промежуточного охлаждения для различных схем холодильных установок, обоснован выбор автоматического регулятора. Получены экспериментальные данные по охлаждению масла в винтовых маслозаполненных компрессорах при использовании жидкого хладагента, показавшие возможность их работы при недостаточном водяном охлаждении, а также в холодильных установках с воздушными и испарительными конденсаторами.

Результаты работы использованы при разработках узлов промежуточного охлаждения для промышленных холодильных установок Одесского хладокомбината № 2, Дрогобычского холодильника Укроптмашсмоторга, Харьковского, Каиндинского и Тернопольского мясокомбинатов, Кустанайского распределительного холодильника, холодильных предприятий Казахстана и Киргизии, включены в проекты реконструкций мясокомбинатов в городах Ватутино и Бердянск проектной конторой "Львовмясомолпроект", в городах Чугуев, Волчанск - Одесским специализированным монтажно-наладочным управлением "Хладмонтажавтоматика", соответствующие методики расчета переданы проектным организациям Госагропрома СССР и Казахстана.

Реальный годовой экономический эффект от внедрения составляет 1360 рублей для одного агрегата типа АД-130 и 3200 рублей - для одного агрегата типа АД-260. В настоящее время в эксплуатации находится свыше 50 агрегатов разных типов, с промежуточными охладителями термопрессорного типа.

Агробация работы. Основные результаты теоретических и экспериментальных исследований докладывались на Всесоюзных и Республиканских научно-технических конференциях и семинарах по холодильной технике и технологии (г. Мелитополь, 1978 г., г. Одесса, 1979 г., г. Ташкент, 1979 г., г. Тбилиси, 1984 г., г. Кишинев, 1987 г.), а также на ежегодных научно-технических конференциях ОТИХП (Одесса, 1983-1988 г.г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 5 научных работ, в том числе 2 авторских свидетельства, 2 статьи, 1 научно-технический отчет.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и 3 приложений. Содержит 137 страниц машинописного текста, 51 рисунок, 7 таблиц, список литературы из 132 наименований и 26 страниц приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность диссертационной работы.

В первой главе проведен обзор существующих промежуточных охладителей многоступенчатых холодильных машин и предложена их классификация, проведен обзор существующих методов управления узлами промежуточного охлаждения, рассмотрены проблемы безопасной эксплуатации аммиачных компрессионных холодильных машин.

Самая тяжелая авария аммиачных компрессионных холодильных машин - гидравлический удар продолжает оставаться основным видом аварий и составляет около 75% от общего числа аварий, причем более половины из них приходится на компрессор ступени высокого давления, т.е. после промежуточного охладителя. Рассмотренные в работе причинно-следственные связи влажного хода и гидравлического удара в компрессорах ступени высокого давления позволили выделить три канала возникновения и развития аварийных ситуаций, отличающихся разными скоростями изменения давления на линии связи промежуточный охладитель - ступень высокого давления. Наиболее вероятным является канал, связанный с резким понижением давления пара над насыщенной жидкостью, что приводит к парообразованию по всему объему жидкости и характеризуется значительным ростом уровня образующейся парожидкостной смеси. Анализ канала возникновения и развития аварийных ситуаций показал, что так или иначе эти процессы связаны с большой массой жидкого хладагента на линии связи промежуточный охладитель - ступень высокого давления и, как следствие, с динамикой уровня в промежуточных охладителях. Наличие большой массы жидкого хладагента в промежуточных охладителях усложняет эксплуатацию, пуск и остановку холодильной установки. Существующие системы регулирования и защиты малоэффективны и часто не в состоянии предотвратить аварийные ситуации. Исследованиям оценки изменения уровня при сбросе давления посвящены работы Лорентцена Г., Чумака И.Г., Коханского А.И., Живицы В.И.

К недостаткам традиционного промсосуда относится недостаточно полное промежуточное охлаждение пара при низких давлениях конденсации и кипения, что приводит к работе компрессора ступени высокого давления с большим перегревом на всасывании, сам промсосуд име-

ет большие габариты, массу и сложную разводку трубопроводов.

Во второй главе проведен анализ характеристик промежуточных сосудов по различным каналам воздействий, рассмотрена динамическая связь параметров при развитии влажного хода компрессора ступени высокого давления. Для оценки изменения уровня жидкого хладагента на нестационарных режимах рассмотрена математическая модель промежуточного сосуда, как объекта с сосредоточенными параметрами с учетом вскипания жидкого хладагента. Необходимость учета вскипания жидкого хладагента обусловлена тем, что в переходных процессах это явление может привести к возникновению и развитию влажного хода и гидравлического удара. При переходных процессах на скорость изменения выходных величин в промсосуде оказывают влияние аккумулярующие свойства объекта, степень несоответствия между подводом и отводом вещества (энергии), а также изменение объема пара по всему объему жидкого хладагента. Изменение объема пара под уровнем жидкости в переходном процессе вызывает изменение уровня по величине в первый момент более сильное, чем то, которое вызывается нарушением материального баланса и противоположно ему по знаку. Учет этого явления в холодильной технике необходим для правильного выбора емкости промсосуда и для построения систем автоматической защиты компрессоров ступени высокого давления от возможного выброса парожидкостной эмульсии во всасывающий трубопровод. Особенности определения уровня в промсосуде при переходных процессах состоит в том, что массовый уровень H может существенно отличаться от физического уровня h . Полное изменение физического уровня Δh для промсосуда со змеевиком определяется выражением

$$\Delta h = \Delta H + \Delta h_{\text{вск}} = \frac{\Delta H}{(1 - \varphi_{\text{до}})} + \frac{0,4 V_0 \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,15} \left(\frac{4}{g^2 \sigma}\right)^{0,68}}{f_P} \times$$

$$\times \left\{ \frac{1}{(1 - \varphi_{\text{до}})} \left[\frac{5 K_s \left(\Delta T_3 - \frac{\partial T_{01}}{\partial P_{01}} \Delta P_{01}\right) \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,2}}{r \rho'' f_P} \right]^{0,68} + \right.$$

$$\left. + \left[\frac{5}{r \rho'' f_P} \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,2} G_{01} \left(\frac{\partial i_{02}}{\partial P_{01}}\right) \Delta P_{01} \right]^{0,68} \right\}. \quad (I)$$

Анализ (I) показывает, что уровень увеличивается с увеличением разности $(\Delta T_3 - \frac{\partial T_{01}}{\partial P_{01}} \Delta P_{01})$, т.е. с увеличением теплового потока, тем больше, чем меньше давление в промсосуде.

Для выявления динамической связи параметров промсосуда и компрессора ступени высокого давления проведены экспериментальные исследования на промышленном агрегате АД-130 с промсосудом СПА600.

При этом контролировались следующие величины: температуры всасывания и нагнетания ступеней низкого и высокого давлений, температуры до и после змеевика промысосуда, в паровой и жидкостной зонах промысосуда; давления кипения, нагнетания ступени низкого давления, в промысосуде, всасывания и нагнетания ступени высокого давления, конденсации; расход агента через змеевик и на пополнение уровня в промысосуде; токи, потребляемые электродвигателями ступеней агрегата.

При нормальной эксплуатации давление в промысосуде остается практически постоянным, давление всасывания ступени высокого давления немного колеблется около средней величины, меньшей, чем в промысосуде на величину падения давления во всасывающем трубопроводе (4 кПа).

Исследование динамики процессов при влажном ходе, определение допустимых скоростей изменения давления и оценка изменения уровня в промысосуде проводились внесением возмущения путем искусственного подъема уровня за аварийную отметку. При этом значительно увеличивается давление в промысосуде и на всасывании ступени высокого давления. Интерес представляет процесс развития влажного хода при вскипании, обусловленный понижением давления после прекращения подачи жидкого хладагента в промысосуд. Наступление режима влажного хода отмечалось по резкому понижению температуры нагнетания ступени высокого давления со 140°C до 40°C . При этом отмечаются резкие колебания давления всасывания ступени высокого давления, наибольшая скорость изменения давления достигала 4 кПа/с, изменение давления в промысосуде носит значительно более плавный характер. Учитывая то обстоятельство, что на всасывание ступени высокого давления поступал жидкий аммиак в виде отдельных частиц, считается, что изменение уровня за счет вскипания больше, чем расстояние от поверхности, соответствующей массовому уровню до всасывающего патрубка ступени высокого давления и, с учетом диаметра патрубка составляет 300...350 мм. Наиболее быстро меняющимся параметром является давление всасывания, которое практически без запаздывания следует за началом влажного хода. Температуры всасывания и нагнетания меняются медленно, поэтому выбор их в качестве параметров защиты приводит к недопустимо большому запаздыванию.

В промежуточных сосудах охлаждение перегретого пара происходит при его барботаже через слой жидкого хладагента, этот процесс сопровождается потерями давления пара в слое жидкости. Испытания, проведенные во ВНИКТИХолодироме, показали, что потери давления при барботаже составляют 12...20 кПа при двухпозиционном регулирова-

нии уровня. Эти потери давления оцениваются по снижению коэффициентов подачи ступеней низкого и высокого давлений, либо используя внешние безразмерные характеристики компрессоров. Оценка потерь, проведенная разными способами, показывает повышенный удельный расход электроэнергии на выработку холода на 2...3%.

Таким образом, применение промежуточного охлаждения с использованием промысосудов не удовлетворяет возросшим требованиям по повышению безопасности и энергетической эффективности работы холодильных установок.

В третьей главе рассмотрен промежуточный охладитель термодвигательного типа, использующий испарительное контактное охлаждение жидким аммиаком, подаваемым лишь в таком количестве, которое необходимо для процесса охлаждения. По объему это количество на два порядка меньше, чем мертвый объем компрессора ступени высокого давления, т.е. уменьшается опасность возникновения влажного хода и гидравлического удара.

При интенсивном отводе тепла в области дозвуковых скоростей и соответствующей организации рабочего процесса оказывается возможным получить не только значительное уменьшение аэродинамического сопротивления, но и даже увеличение полного давления потока. Это явление, называемое термогазодинамическим эффектом, возникает вследствие интенсивного теплообмена в условиях динамического взаимодействия фаз. Аппарат, в котором за счет отвода тепла от парового потока происходит увеличение полного давления этого потока, получил название термодвигатель; сам аппарат характеризуется простотой конструкции, отсутствием движущихся частей, небольшими габаритами и массой. Все это позволяет улучшить энергетические характеристики агрегата двухступенчатого сжатия за счет увеличения коэффициентов подачи компрессоров ступеней низкого и высокого давлений.

Несмотря на простоту конструкции и принципа действия термодвигателя, происходящие в нем процессы чрезвычайно сложны, поскольку необходимо рассматривать двухфазный поток, движущийся при переменных скоростях, давлении и температуре. Эти процессы в термодвигателе могут быть описаны и проанализированы пока лишь с качественной стороны. Произвести количественный расчет тепловых и гидравлических характеристик термодвигателя, учитывающих конструктивные размеры и режим его работы, пока не представляется возможным. В работе принят ряд допущений, позволяющих применить методы анализа, принятые в технической термодинамике потока.

Возможность проявления термогазодинамического эффекта оцени-

вается критериальным коэффициентом σ_p , полученным из решения основных уравнений для потока, подверженного тепловому воздействию

$$\sigma_p = \frac{i_o'' - i_o'}{c_p T_o'' \left(1 - \frac{k-1}{2} M^2\right)} > 2 \quad (2)$$

Анализ зависимости $\sigma_p = f(T_o')$ для условий промежуточного охлаждения пара в двухступенчатых аммиачных холодильных машинах показывает, что при температурах кипения ниже -42°C наблюдается выполнение неравенства (2), причем с повышением температуры конденсации значение σ_p увеличивается, т.е. термодвигатель более эффективно должен работать при низких температурах кипения и высоких температурах конденсации (рис.1а). Возможность протекания процесса с повышением полного давления при испарительном контактом охлаждении впервые теоретически была показана в работе Л.А.Вулиса.

На основании решения системы дифференциальных уравнений термодинамики потока получены уравнения для скорости движения (3) и давления (4) в зависимости от числа Маха-Маевского (M):

$$(M^2 - 1) \frac{dW}{W} = - \frac{dG}{G}; \quad (3)$$

$$(M^2 - 1) \frac{dp}{p} = \sum \alpha_{pi} dR_i. \quad (4)$$

Для рассматриваемых условий M определялось используя работы М.Е.Дейча и Г.А.Филиппова по исследованию скорости звука в двухфазной области гомогенного потока. В работе показано, что M возрастает с повышением температуры кипения и уменьшением температуры конденсации, значительное влияние оказывает также диаметр сечения испарения термодвигателя, соответствующие кривые представлены на рис.1б. При малых числах M скорость испарения невелика, что приводит к увеличению участка испарения, соответственно к росту потерь на трение. С увеличением M происходит более интенсивное испарение на меньшем по длине участке сечения испарения при относительно меньших потерях на трение. Однако существует такое максимальное значение числа M , при повышении которого, потери давления из-за трения о стенки термодвигателя становятся преобладающим фактором, а дальнейшее его увеличение может привести к установлению сверхзвуковых скоростей в сечении испарения, образованию скачков уплотнения и большим потерям энергии.

Безразмерное полное давление, полученное как следствие закона обращения воздействий, с учетом принятых допущений описывается уравнением

$$\frac{dp_o}{p_o} = - \frac{kM^2}{2} \left(\frac{dT_o}{T_o} + 4 \xi_{тр} \frac{dz}{D} \right). \quad (5)$$

Первое слагаемое в скобках отражает эффект поджатия при снижении температуры потока ($dT_o < 0$), второе - тормозящее действие трения о стенку термодвигателя.

Решение уравнения (5) показывает проявление термогазодинамического эффекта в термодвигателе с учетом трения

$$\frac{p_{20}}{p_{10}} = \left(\frac{T_{20}}{T_{10}} \right)^{-\frac{kM^2}{2}} - \frac{(\xi_M + \xi_{тр} \frac{l}{D}) \rho a_{д.ф.}^2 M^2}{2 p_{10}}. \quad (6)$$

Расчетные кривые изменения относительного давления в термодвигателе представлены на рис.2а. Обозначено: 1 - за счет тепловой компрессии без учета трения; 2 - без учета тепловой компрессии за счет сил трения; 3 - суммарное по формуле (6).

Температура на выходе термодвигателя является температурой всасывания компрессора ступени высокого давления и должна быть на $5...15^\circ\text{C}$ выше температуры насыщения при промежуточном давлении, температура нагнетания компрессора ступени низкого давления является температурой на входе термодвигателя, обе указанные температуры определяются условиями цикла двухступенчатой холодильной машины. Поскольку температурные условия цикла являются заданными, то определяющим фактором для процессов в термодвигателе является число M , для которого в работе установлен диапазон $0,4...0,8$, соответствующий условиям оптимального проявления термогазодинамического эффекта (рис.2б). Указанный диапазон лежит в пределах, ограниченных расчетными кривыми 1 и 2 для предельных значений температур кипения и конденсации.

Для экспериментальной проверки полученных теоретических результатов был изготовлен, смонтирован и испытан охладитель термодвигательного типа для промышленного агрегата АД-130 Одесского заводоуправления № 2. Испытания проводились в два этапа.

На первом этапе проверялась возможность работы охладителя термодвигательного типа в принятом диапазоне температур и давлений для двухступенчатой аммиачной холодильной машины. Работа считалась

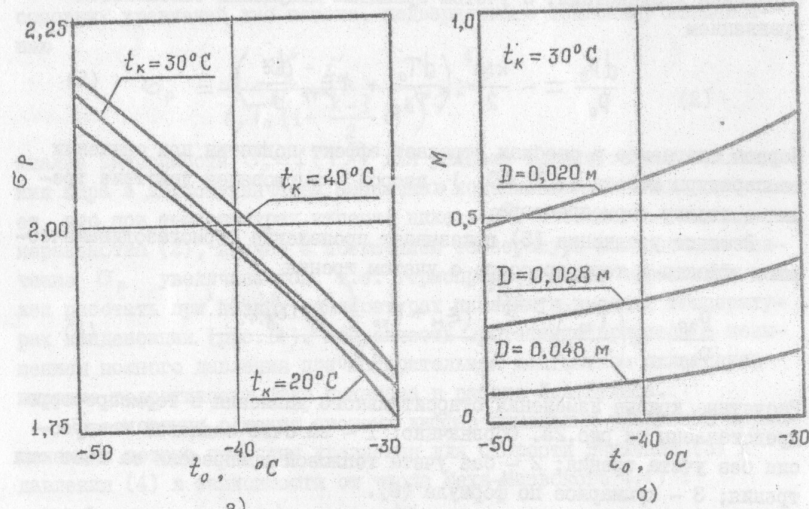


Рис.1. Изменение критерияльного коэффициента σ_p (а) и числа Маха-Маевского M (б) от режимов работы.

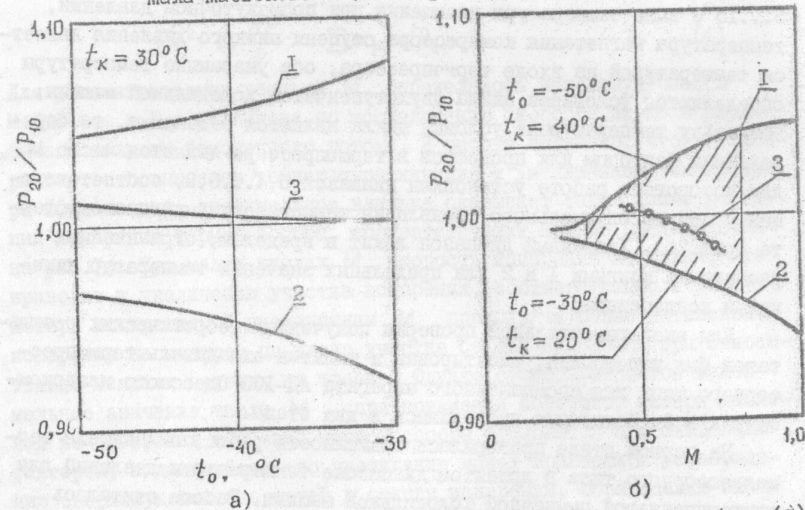


Рис.2. Изменение относительного давления от режимов работы (а) и от числа Маха-Маевского (б).

удовлетворительной, если перегрев на всасывании ступени высокого давления не превышал 15°C . На этом этапе определены статические и динамические характеристики охладителя как объекта автоматического регулирования. Подача жидкого аммиака в термопрессор регулировалась с помощью ручного регулирующего вентиля. Промсосуд в ходе эксперимента играло роль отделителя жидкости.

В ходе второго этапа осуществлялось автоматическое регулирование подачи жидкого аммиака в промежуточный охладитель с помощью терморегулирующего вентиля - ТРВА за счет высокого давления конденсации. В ходе испытаний установка работала при температурах кипения от -37°C до -50°C и давлениях конденсации $0,9...1,5$ МПа.

Экспериментальными исследованиями установлено:

- термопрессор устойчиво работает в указанном диапазоне температур и давлений с "сухим" промсосудом, при этом перегрев на всасывании ступени высокого давления не превышает $13...18^{\circ}\text{C}$;
- уменьшение перегрева до $10...13^{\circ}\text{C}$ приводит к появлению уровня по нижний конец уравнительной колонки;
- общее повышение промежуточного давления составляет $10...15$ кПа и на всех режимах примерно одинаково;
- абсолютное падение потока порядка $0,6$ кПа в термопрессоре наблюдается при температурах кипения от -47°C и ниже, при больших температурах наблюдаются потери давления, эти потери меньше, чем в термопрессоре без впрыска жидкого хладагента;
- удельный тзлосъем на два порядка выше, чем в промсосуде.

По результатам исследований были также уточнены значения коэффициентов сопротивления при движении двухфазного потока на участке секции испарения и скорректированы результаты расчета относительного давления. Рекомендуемое значение $\xi_{\text{ТР}} = 0,185$. По экспериментальным данным построены зависимости P_{20}/P_{10} от числа M (рис.2б, экспериментальная кривая 3 лежит в пределах, ограниченных расчетными кривыми 1 и 2) и от режима работы (рис.3). Сравнение экспериментальных и расчетных кривых (рис.3) дает удовлетворительное совпадение.

Для расчета промежуточных охладителей термопрессорного типа предложен алгоритм расчета, в котором определяющей величиной является число Маха-Маевского.

Промежуточное охлаждение в холодильных установках, имеющих в ступени низкого давления винтовые маслозаполненные компрессоры (ВМК) имеет ту особенность, что в этом случае процесс полного промежуточного охлаждения в них проходит в два этапа. Первый - час-

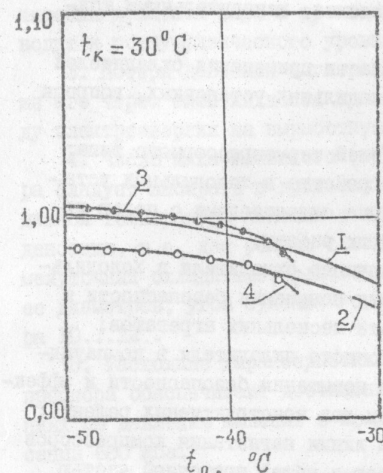
тичное снятие перегрева в процессе сжатия в ВМК за счет нагрева масла, впрыскиваемого в полость компрессора, второй - полное доохлаждение потока пара в промежуточном охладителе. С одной стороны это приводит к уменьшению тепловой нагрузки на промежуточный охладитель, а с другой - предъявляет повышенные требования к системе маслоохлаждения в винтовых компрессорах.

В работе проведены исследования по охлаждению масла за счет инъекции (впрыска) распыленного жидкого хладагента в линию нагнетания компрессора до маслоотделителя. При таком способе совершается испарительное контактное охлаждение паромасляной смеси на выходе ВМК, этот процесс характеризуется высокой интенсивностью благодаря развитой поверхности теплообмена. Кроме того, не требуется специальный теплообменный аппарат, поскольку, процесс охлаждения может быть организован внутри участка трубопровода.

Экспериментальное исследование узла охлаждения масла термодинамического типа проведено на Одесском хладокомбинате № 2 для маслозаполненного винтового компрессора 5ВХ-350, соответствующая схема представлена на рис.4. Местом впрыска жидкого хладагента выбрана гибкая вставка между компрессором и маслоотделителем. В процессе экспериментов предусматривалось сравнение традиционного водяного охладителя и предлагаемого узла охлаждения масла по температурам, степени отделения масла, давлениям, приведенным затратам, удобству эксплуатации и автоматизации. В линии подачи жидкого аммиака для впрыска были предусмотрены ручной и автоматический регулирующие вентили. Кроме того, на линии масла был установлен байпасный вентиль, позволяющий исключить из работы внешний теплообменник охладителя масла.

В ходе эксперимента установлено, что узел охлаждения масла работает устойчиво во всем диапазоне температур и давлений, характерных для ВМК. Температура масла при всех отклонениях не выходила за пределы 30...50°C.

Проведенный технико-экономический анализ показывает, что снижение холодопроизводительности агрегата при использовании предлагаемого узла охлаждения масла составляет не более 6%. Конкретное решение о возможности применения такого узла охлаждения масла должно приниматься с учетом всех факторов, определяющих эффективную эксплуатацию холодильной установки. Предлагаемый охладитель термодинамического типа для масляных систем винтовых маслозаполненных компрессоров может найти применение в холодильных установках, эксплуатируемых в условиях острого дефицита воды, а также в установ-



1. Теоретическая кривая рассчитанная по формуле (6);
2. Теоретическая кривая без учета тепловой компрессии;
3. Экспериментальная кривая;
4. Экспериментальная кривая для "сухого" термодинамического компрессора.

Рис.3. Относительное изменение давления от режимов работы.

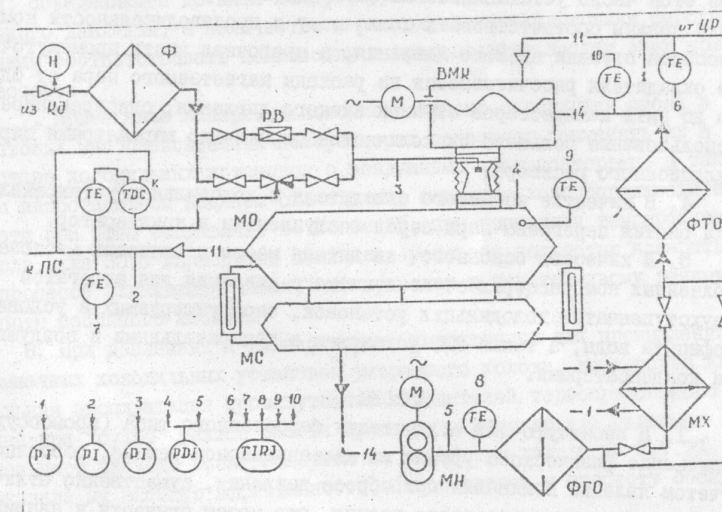


Рис.4. Схема экспериментального стенда.

ках с конденсаторами воздушного охлаждения, испарительными конденсаторами и ряде других случаев.

В четвертой главе рассмотрены области применения охладителей термопрессорного типа в аммиачных холодильных установках, вопросы монтажа и настройки этих охладителей.

Рекомендуемое применение охладителей термопрессорного типа:

1. В качестве дополнительного устройства в холодильных установках с индивидуальными промежуточными охладителями с целью повышения безопасности и экономичности их работы;

2. В качестве основного промежуточного охладителя в холодильных установках с общим промысловым для повышения безопасности и эффективности при одновременной работе нескольких агрегатов;

3. В качестве основного промежуточного охладителя в комбинированных схемах холодильных установок для повышения безопасности и эффективности работы установок. Предложены два конструктивных решения: с индивидуальными термопрессорами на линии нагнетания компрессоров ступени низкого давления; термопрессор с общей проточной частью на линии связи ступени низкого давления с циркуляционным ресивером, при этом число устанавливаемых форсунок и их расходные характеристики должны соответствовать количеству и производительности компрессоров ступени низкого давления, а проточная часть промежуточного охладителя рассчитывается на расход нагнетаемого пара от одного до пяти компрессоров ступени низкого давления, одновременное использование большего их количества ограничено параметрами циркуляционного ресивера.

4. В качестве концевой охладителя в холодильных установках для снятия перегрева пара перед поступлением в конденсатор.

5. В качестве основного охладителя масла в винтовых маслозаполненных компрессорах ступени низкого давления для агрегатов двухступенчатых холодильных установок, эксплуатируемых в условиях дефицита воды, а также для установок с испарительными и воздушными конденсаторами.

ВЫВОДЫ

1. В промежуточных охладителях барботажного типа (промысловых) изменение физического уровня на нестационарном режиме, особенно с учетом явления вскипания при сбросе давления, существенно отличается от изменения массового уровня, что может привести к аварийной ситуации.

2. При работе двухпозиционного регулятора уровня скорость по-

нижения давления пара в промысловом сосуде не превышает 4 кПа/с, что приводит к росту физического уровня в нем на 0,3...0,35 м.

3. Потери давления нагнетаемого пара в промысловом сосуде при барботаже его через слой жидкости приводят к повышенному на 2...3% расходу электроэнергии на выработку холода.

4. Число Маха-Маавского (М) для секции испарения термопрессора следует выбирать в пределах $M = 0,4...0,8$ для наибольшей заданной температуры кипения и наименьшей заданной температуры конденсации, т.е. для режима с наибольшими расходами пара через промежуточный охладитель; рекомендуемая длина секции испарения 3...5 ее диаметров, угол сужения диффузора 45° , угол раскрытия диффузора $10...12^\circ$.

5. Расходные характеристики проточной части и форсунки термопрессора обеспечивают достижение заданных параметров при отклонениях по давлению кипения в пределах 30 кПа, а по давлению конденсации 600 кПа.

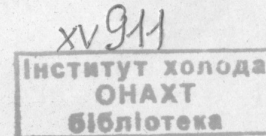
6. В промежуточном охладителе термопрессорного типа для комбинированных схем холодильных установок проточная часть может быть общей, объединяющей до пяти компрессоров, устанавливаемых в ступени низкого давления, а количество и расходные характеристики форсунок должны соответствовать количеству и производительностям этих компрессоров.

7. Применение испарительного контактного охлаждения масла в винтовых маслозаполненных компрессорах позволяет применять их в составе холодильных установок с воздушными конденсаторами, а также при недостаточном водяном охлаждении, снижение холодопроизводительности при этом составляет не более 6%; при понижении температур масла ниже 30°C впрыснутый аммиак не успевает полностью испариться в процессе охлаждения масла, что приводит к неустойчивому режиму работы масляного насоса.

8. При давлениях и температурах, характерных для промышленных аммиачных холодильных установок умеренного холода, достаточная эксплуатация промежуточных охладителей термопрессорного типа при "сухом" режиме работы промыслового сосуда подтвердила снижение удельного расхода электроэнергии на выработку холода на 2...3%, показала их высокую эффективность, безопасность и простоту обслуживания.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Опыт эксплуатации промежуточного охладителя-термопрессора/



- А.Н.Богач и др.// Холодильная техника.-1982.-№3.- с.48-49.
2. Повышение эффективности работы двухступенчатой холодильной установки на основе применения термогазодинамического эффекта/ А.Н.Коханский, А.Н.Богач, В.И.Живица// Холодильная техника.- 1980.-№ 1.- с.25-30.
 3. Повышение эффективности эксплуатации двухступенчатой холодильной установки с интенсификацией фризера. Отчет ОТИХП по теме № 9031, № госрегистрации 79024810.-Одесса: 1981.-105 с.
 4. А.с. 781512 СССР, М.Кл.³.F 25 В 1/10. Промежуточный охладитель двухступенчатой компрессионной холодильной машины /И.С.Андреев, А.Н.Богач и др; Одесский технол.ин-т холодильной пром-ти.- № 2701910; Заявлено 25.12.78; Опубл.23.11.80, Бюл.№ 43,-2с.; ил.
 5. А.с. 1374005 СССР, А1.4F 25 В 43/02. Холодильная машина/А.Н.Богач и др.; Одесский технол.ин-т холодильной пром-сти.-№ 4069146; Заявлено 21.05.86; Опубл.15.02.88, Бюл.№ 6.- 2 с.; ил.

Обозначения: $a_{д.ф.}$ - скорость звука в двухфазном потоке; B - коэффициент, зависящий от соотношения теплоемкостей; C_p - удельная теплоемкость при постоянном давлении; D - диаметр секции испарения; i - удельная энтальпия; f_p - площадь поперечного сечения; G - массовый расход; g - ускорение свободного падения; H, h - соответственно массовый и физический уровни; k - показатель адиабаты; l - длина; M - число Маха-Маевского; P - давление; R_i - элементарное воздействие; r - удельная теплота парообразования; T, t - температура; V - объем; x - координата продольной оси; Δ - приращение величины; ξ_m - суммарный коэффициент сопротивления конфузора и диффузора; $\xi_{тр}$ - коэффициент сопротивления секции испарения; σ - коэффициент поверхностного натяжения; σ_p - критерийный коэффициент повышения полного давления; ρ - плотность; ϕ_g - доля сечения, занимаемая паром; w - скорость потока; $\alpha_{p,i}$; K - коэффициенты при соответствующих переменных. Индексы: 01 - условия для промежуточной давления; 02 - условия на низшую температуру кипения; 10 - условия для входа в термопрессор; 20 - условия для выхода из термопрессора; ' - величина отнесена к жидкостной фазе; " - величина отнесена к паровой фазе; 0 - условия полного торможения; ЗСК - величина отнесена к процессу вскипания; z - величина отнесена к параметрам внутри змеевика.

Ротапринт ОТИХП г.Одесса. Подписано к печати 12.05.88.
БР 02051. Объем 1,0 п.л. Тираж 100. Заказ 642-88.

NRVx
БІОЛОГІЧНИЙ
ІНСТИТУТ