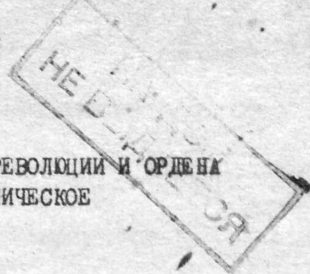


М 388343



МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА
ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ имени Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи

БАРЕНБОЙМ Арон Борисович

ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И СОЗДАНИЕ МАЛОРАСХОДНЫХ
ХОЛОДИЛЬНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Специальности 05.04.03 – гидравлические машины,
машины и аппараты холодильной и криогенной техники,
05.04.06 – вакуумная и компрессорная техника

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

Работа выполнена в Одесском технологическом институте холодильной промышленности.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Ф.М. Чистяков;

доктор технических наук, профессор Г.Н. Ден;

доктор технических наук, профессор Ф.С. Рекстин.

Ведущая организация - ВНИИхолодмаш, г. Москва.

Защита диссертации состоится "17" 03 1981 г. в 14 час. 00 мин. на совместном заседании специализированных советов Д.053.15.10 по тепловым и гидравлическим машинам и Д.053.15.09 по энергетическим установкам в МВТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 107005, Москва, Лефортовская набережная, д.1, корпус факультета "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан "13" 01 1981 г.

веренные печатью учрежде-
Москва, 2-я Бауманская
15.10.

ета

И.Г.Суровцев

М 388343

Актуальность проблемы. Решения XXVI съезда КПСС предусматривают интенсификацию общественного производства и повышение его эффективности на основе существенного ускорения научно-технического прогресса. Этому должно способствовать изготовление совершенного оборудования и расширение выпуска машин различного назначения.

В нашей стране производятся холодильные центробежные компрессоры большой производительности для химической, нефтеперерабатывающей, газовой, металлургической и других отраслей промышленности, являющихся крупными потребителями холода. Большая заслуга в создании и совершенствовании этих машин принадлежит ВНИИхолодмашу, МВТУ им. Н.Э. Баумана, СКБК и Казанскому компрессорному заводу.

В последние десятилетия для многих областей техники потребовались турбокомпрессоры холодопроизводительностью менее 500...600 кВт. Объем всасываемых паров в них составляет 0,02...0,3 м³/с при степени повышения давления от 2,5 до 9. Эти машины отличаются от крупных холодильных турбокомпрессоров малыми размерами, относительно большим влиянием сил трения на структуру течения и потери энергии в элементах ступени, конструкцией проточной части и узлов механизма движения, высокой частотой вращения и типом привода.

Целесообразность применения малорасходных холодильных турбокомпрессоров (МХТ) обусловлена их основными достоинствами — незначительными габаритами и массой, простотой конструкции, уравновешенностью, способностью регулирования производительности в широких пределах, надежностью и легкостью обслуживания. В зависимости от источника располагаемой энергии для привода этих машин могут использоваться двигатели различных типов.

Холодильные турбокомпрессоры малой производительности предназначены в основном для кондиционирования воздуха и охлаждения аппаратуры. Они могут быть также использованы для испытаний материалов при низких температурах, в комбинированных абсорбционно-компрессорных установках, для охлаждения наддувочного воздуха двигателей внутреннего сгорания и других целей, когда предъявляются требования особой компактности, малой металлоемкости и уравновешенности оборудования. Задача создания МХТ является актуальной для многих отраслей промышленности.

Тема диссертации связана с планом основных научно-исследовательских работ Одесского технологического института холодильной

промышленности (ОТИП). Результаты исследования использованы при выполнении темы РИ 16.04.04 "Разработать турбоагрегаты малой холодопроизводительности для охлаждения электронной аппаратуры и кондиционирования воздуха на транспорте, в общественных и административных зданиях", включенной в Государственный план развития народного хозяйства СССР (номер государственной регистрации-76025192).

Цель и задачи исследования. Диссертация посвящена проблеме создания высокоэффективных холодильных турбокомпрессоров малой производительности, имеющей важное народнохозяйственное значение. Целью работы является комплексное теоретическое и экспериментальное исследование малорасходных холодильных турбокомпрессоров, разработка методов их расчета и проектирования, создание и внедрение этих машин.

В диссертации поставлены следующие основные задачи.

1. Исследовать термодинамические особенности процессов сжатия реальных газов и разработать аналитический метод расчета параметров состояния и работы сжатия хладагентов в МХТ, изучить влияние физических свойств рабочих сред на характеристики компрессорных ступеней и их элементов в широком диапазоне изменения основных критериев подобия.

2. Исследовать влияние геометрических параметров МХТ при различных режимах работы и определить рациональные формы и конструктивные соотношения проточной части этих машин.

3. Разработать теоретический метод оценки гидравлических потерь в элементах ступеней; в тех случаях, когда теоретический анализ невозможен, предложить способы расчета МХТ с использованием результатов поэлементного экспериментального исследования модельных и базовых ступеней.

4. Разработать рекомендации по расчету и проектированию перспективных высокоскоростных опор, уплотнений и двигателей МХТ.

5. Создать на основе результатов теоретических и экспериментальных исследований высокоэффективные турбокомпрессоры малой холодопроизводительности для кондиционирования воздуха и охлаждения аппаратуры на транспорте, оценить технический уровень этих машин и разработать рекомендации по их дальнейшему совершенствованию.

Основные научные положения, выдвигаемые для защиты.

1. Создание центробежных компрессоров малой холодопроизводительности является новым направлением в развитии холодильного машиностроения. Высокий уровень энергетической эффективности малорасходных холодильных турбокомпрессоров, достигнутый в результате

проведенных теоретических и экспериментальных исследований, опровергает сложившееся представление о резком ухудшении газодинамического совершенства центробежных компрессоров холодопроизводительностью менее 500...600 кВт и свидетельствует о перспективности применения этих машин для кондиционирования воздуха и охлаждения аппаратуры на транспорте.

2. Воздействие сил Кориолиса и центробежных сил, вызванных продольной кривизной лопаток, оказывает при пониженных числах Рейнольдса существенное влияние на развитие пограничных слоев на профилях и способствует возникновению отрыва потока от задней стороны лопатки рабочего колеса центробежного компрессора.

3. Использование предложенной физической модели течений в МХТ, учитывающей влияние вращения и кривизны лопаток, образование отрыва потока от задней стороны лопатки, возникновение вторичных течений в пограничных слоях на торцовых поверхностях и явления в осевом зазоре полукрытых колес, при дозвуковых режимах работы и малой диффузорности потока позволяет оценить гидравлические потери в колесах и лопаточных диффузорах, а также определить условия возникновения обратных токов в безлопаточных диффузорах.

4. Специфическим особенностям МХТ в наибольшей степени отвечают ступени насосного типа; несмотря на сравнительно низкие значения коэффициента напора, эти ступени при работе на высокомолекулярных агентах обеспечивают большие степени повышения давления, чем обычно применяемые осерадиальные. При одинаковых величинах холодопроизводительности и температурах цикла замена осерадиальной ступени насосной почти в 1,5 раза уменьшает необходимую частоту вращения колеса и, следовательно, приводит к увеличению надежности МХТ.

Наиболее существенные научные результаты работы.

1. Предложен аналитический метод термодинамического расчета процессов сжатия в МХТ с использованием обобщенного уравнения состояния паров хладагентов и функций сжимаемости.

2. Разработан теоретический метод оценки гидравлических потерь в проточной части МХТ при дозвуковых режимах течений и малой диффузорности потока, включающий расчет турбулентных пограничных слоев при градиентном течении на лопатках с учетом их вращения и продольной кривизны, определение точки отрыва потока и характеристик отрывного течения на задней стороне лопатки рабочего колеса, расчет осесимметричных турбулентных пограничных слоев на торцовых поверхностях колеса и диффузоров, а также учет влияния осевого

завора в полуоткрытых рабочих колесах на характеристики вторичного течения.

3. Созданы методы расчета МХТ на основе моделирования и синтеза характеристик отдельных элементов компрессора, а также путем использования данных испытания базовой ступени, полученных при различных числах M , Re и изменении ширины проточной части.

4. Составлены научно обоснованные рекомендации по проектированию проточной части и основных узлов механизма движения МХТ.

Практическая ценность и внедрение результатов работы. На основании проведенных исследований получен обширный материал, дающий представление об особенностях газодинамических процессов, величине потерь и о влиянии различных режимных и геометрических параметров на характеристики МХТ и отдельных их элементов; рекомендованы конструкции компрессоров со встроенными пылящими передачами, высокочастотными электродвигателями, воздушными, газовыми и паровыми турбинами, открывающие возможность широкого применения МХТ на объектах с различными источниками энергоснабжения.

Многие практические результаты исследования отличаются новизной. Так, впервые в практике холодильного машиностроения создан турбокомпрессор с фреоновыми газостатическими опорами; предложена и реализована система смазки высокоскоростных шарикоподшипников масляным туманом, образуемым сжатыми парами хладагента; разработана и испытана высокоскоростная фреоновая турбина для привода МХТ; выполнены центробежные компрессоры минимальной холодопроизводительности (вплоть до 8 кВт) при умеренно высокой частоте вращения (не более 400 с^{-1}).

Основной практический результат работы заключается в создании нового перспективного типа холодильных машин для кондиционирования воздуха и охлаждения аппаратуры на транспорте, отличающихся малыми габаритами и массой, высоким энергетическим совершенством и простотой конструкции.

Проведенные исследования стимулировались потребностями промышленности и были внедрены в практику многих заводов и предприятий. Результаты этих исследований использованы в научно-технических разработках ВНИИхолодмаша, что позволило повысить точность расчета проточной части холодильных центробежных компрессоров и облегчить их последующие испытания и доводку. Данные о влиянии физических свойств газов на характеристики центробежных компрессоров применены Ленинским химмашем при составлении РТМ 26-12-103-70 "Машины центробежные компрессорные. Методика пересчета характеристик при

изменении физических свойств рабочей среды" и ОСТ 26-12-520-72 "Машины центробежные компрессорные. Методы газодинамических испытаний", а также при разработке газовых центробежных компрессоров. Результаты испытаний первых отечественных турбокомпрессоров малой холодопроизводительности и практические рекомендации по расчету и проектированию этих машин использованы при создании параметрического ряда МХТ. Совместно с Пензенским дизельным заводом впервые в практике двигателестроения была применена пароконденсационная установка для охлаждения наддувочного воздуха, позволившая увеличить мощность дизеля Д50 на 170 кВт. Для кондиционирования воздуха на морских транспортных судах разработан турбокомпрессор холодопроизводительностью 210 кВт. Кроме того, для транспортных объектов созданы турбокомпрессоры холодопроизводительностью 8, 17, 35 и 50 кВт. Экономический эффект от применения только некоторых из этих машин по данным предприятий составляет 800 тыс.руб. в год. Спроектированные в ОТИХП высокоскоростные турбокомпрессоры малой холодопроизводительности неоднократно демонстрировались на Всесоюзной и Республиканской выставках достижений народного хозяйства и награждены медалью ВДНХ.

Публикации и апробация результатов исследования. По материалам диссертации опубликовано 80 работ, в том числе две монографии.

Результаты проведенных исследований докладывались на XII Международном конгрессе по холоду (Мадрид, 1967), сессии III комиссии Международного института холода (Прага, 1969), XIII Международном конгрессе по холоду (Вашингтон, 1971), на всесоюзных и республиканских научно-технических конференциях "Перспективы развития и внедрения холодильной техники в народное хозяйство СССР" (Одесса, 1962), "Теплофизические свойства веществ, новые схемы и циклы энергетических установок" (Одесса, 1964), "Новые холодильные машины и области их применения" (Одесса, 1967), "Повышение эффективности процессов и оборудования холодильной и пищевой промышленности" (Ленинград, 1971), по термодинамике (Ленинград, 1968), кондиционированию воздуха на транспорте (Рига, 1965; Николаев, 1978), компрессоростроению (Москва, 1966; Ленинград, 1968; Казань, 1971; Москва, 1978), холодильному машиностроению (Москва, 1972; Мелитополь, 1978), "Проблемы использования вторичных энергоресурсов химических предприятий для получения холода, тепла и электроэнергии" (Ленинград, 1979), "Повышение эффективности процессов и оборудования холодильной и криогенной техники" (Ленинград, 1981), а также

на ежегодных отчетных научных конференциях ОТИХ (Одесса, 1961 - 1981).

Объем и структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, списка условных обозначений, девяти глав, выводов, списка использованной литературы, включающего 389 источников, и приложений. В ней содержатся 298 страниц основного текста, 157 рисунков и 24 таблицы.

1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ

Проблема создания и совершенствования холодильных центробежных компрессоров малой производительности может быть решена на основе достижений газовой динамики лопаточных машин. В теории турбомашин обычно рассматриваются пространственное течение невязкого газа в ядре потока и течения в пограничных слоях на лопатках и торцовых поверхностях. Обзор современных теоретических исследований, основу которых составляют работы Н.Е. Кочина, Л.Г. Лойцянского, Л.И. Седова, Г.Ю. Степанова, В.В. Уварова и др., позволяет заключить, что наиболее значительные успехи достигнуты в области изучения течений невязкого газа. С помощью методов, развитых К.П. Селезневым, Ю.Б. Галеркиным, Г.Н. Деном и др., удается рассчитать квазитрехмерный поток сжимаемого невязкого газа в лопаточных аппаратах центробежных компрессоров.

Серьезные затруднения возникают при анализе эффектов, вызываемых вязкостью газа. Учитывая, что именно эти эффекты определяют экономичность работы ступеней, в настоящее время одной из основных задач развития теории центробежных компрессоров является создание методов расчета пограничных слоев и определение на этой основе потерь в элементах проточной части.

Работы по изучению структуры потока в колесах центробежных компрессоров выполнены В.А. Красильниковым, И.Л. Локшиным, А.Д. Тарасовым и др. Обширные исследования течений в пограничных слоях на обтекаемых поверхностях центробежного колеса проведены К.П. Селезневым, С.Н. Шкарбулем и др. Опыты показали, что в межлопаточных каналах существуют отрывные зоны и значительные вторичные течения. Пограничный слой является на большей части лопатки турбулентным, и его характеристики существенно отличаются от рассчитанных для пограничного слоя на неподвижной пластине. Вращение лопатки приводит к изменению интенсивности турбулентности и уменьшению наполненности профиля скорости на стороне разрежения, способствующему отрыву

потока. За точкой отрыва Р. Дин и Дж. Мур обнаружили область медленно текущей жидкости, названную "следом". Другим следствием вращения колеса является возникновение интенсивных вторичных течений, подробно изученных С.Н. Икарбулем и Дж. Эллисом.

Исследования течений в диффузорах центробежных компрессоров, проведенные Р.В. Аболтиным, Б.С. Виноградовым, Ю.Б. Галеркиным, Г.Н. Деном, С.П. Лившицем, А.С. Нуждиным, А.Н. Шерстюком, Д.Кенни, Т. Пампиным и др., показали, что в безлопаточных диффузорах могут существовать как течения с потенциальным ядром, так и полностью развитые турбулентные течения; в лопаточных диффузорах возможно смыкание пограничных слоев к выходу. Значительное влияние на потери в этих аппаратах оказывают условия течения на входе и возникновения обратных радиальных токов.

Из обзора работ, посвященных определению потерь в элементах проточной части на основе расчета характеристик пограничных слоев, следует, что для анализа потока используются наиболее простые соотношения однопараметрической теории турбулентного пограничного слоя и, следовательно, не учитываются многие важные явления, связанные с особенностями течений в центробежных компрессорах (О. Балье, Р. Дэвис, Дж. Дюссур и др.).

В настоящее время в практике проектирования центробежных компрессоров широко применяется метод расчета с использованием теории подобия, предложенный В.Ф. Рисом. Вопросам моделирования и влияния основных критериев подобия — чисел Маха, Рейнольдса и показателя изоэнтропии посвящены работы И.И. Кириллова, В.Д. Лубенца, Ф.С. Рекстина, Ф.М. Чистякова, А.Н. Шерстюка и др. В последние годы значительное распространение получил поэлементный метод расчета центробежных компрессоров, разработанный в ЛПИ им. М.И. Калинина. Оба эти метода являются эмпирическими, возможности их ограничены необходимостью использования результатов испытаний уже созданных моделей или их элементов.

Расчет и проектирование холодильных турбокомпрессоров в значительной степени базируются на достижениях в области исследования воздушных центробежных компрессоров. Однако особенности рабочего процесса и конструкций этих машин требуют при их создании и оптимизации выполнения большого объема исследований. Обширные работы в этой области проведены в МВТУ им. Н.Э. Баумана Ф.М. Чистяковым, во ВНИИХолодмаше Е.З. Бухтер, И.М. Калинин, И.Я. Сухомлиновым, Б.Л. Цирлиным, в ЛИИХП Н.Н. Бухариным, Г.Н. Деном и за рубежом Ф. Гортобаджи, В. Данеком, К. Яссникером, Р. Рейнером и др.

Турбокомпрессоры малой холодопроизводительности появились сравнительно недавно и были крайне недостаточно исследованы. Литература, посвященная этим машинам, исчерпывалась несколькими статьями описательного характера. Не было изучено влияние режимных параметров, конструктивных соотношений и форм проточной части на характеристики компрессорных ступеней. В зарубежных публикациях нет ни одной экспериментальной характеристики турбокомпрессора холодопроизводительностью менее 200 кВт. Не отражены также результаты испытаний и рекомендации по проектированию встроенных высокоскоростных двигателей, опор и уплотнений, без которых невозможно создание экономичных и надежных МХТ.

2. РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ СЖАТИЯ РЕАЛЬНОГО ГАЗА В ЦЕНТРОБЕЖНОМ КОМПРЕССОРЕ

Тепловой расчет холодильных центробежных компрессоров обычно выполняют с помощью диаграмм состояния, но точность этого метода недостаточно высока. Для расчета МХТ предложен способ аналитического определения термодинамических параметров и работы сжатия, основанный на использовании обобщенного уравнения состояния паров хладагентов. Работа сжатия и параметры состояния в любой точке процесса определяются с помощью показателей политропы

$$\eta_v = \frac{1}{\gamma - \frac{zx}{c_p^{(a)}/R - \Phi} \left(x + \frac{1}{\eta} - 1 \right)}; \quad (1)$$

$$\eta_T = \frac{1}{1 - \frac{z}{c_p^{(a)}/R - \Phi} \left(x + \frac{1}{\eta} - 1 \right)}. \quad (2)$$

В уравнения (1) и (2) наряду с обычно применяемыми функциями сжимаемости x , y , z входит функция

$$\Phi = T \int_0^P \left[\frac{1}{P} \left(T \left(\frac{\partial^2 z}{\partial T^2} \right)_P + 2 \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_P \right) \right] dP, \quad (3)$$

использование которой упрощает необходимость в таблицах теплоемкости рабочих веществ.

Анализ, основанный на определении показателей политропы,

чрезвычайно усложняется при вычислении внутренней работы сжатия реальных газов. Для расчета этого параметра предложена формула

$$L = c_{p, \text{ср}}^{id} (T_2 - T_1) + RT_{кр} (J_2 - J_1), \quad (4)$$

где

$$J = - \frac{T^2}{RT_{кр}} \int_0^P \left[\frac{\partial \left(\frac{V}{T} \right)}{\partial T} \right]_P dP. \quad (5)$$

Известные x , y , z и новые φ , J функции сжимаемости выражены через приведенные параметры $P_r = P/P_{кр}$ и $T_r = T/T_{кр}$ на основании обобщенного уравнения состояния Битти-Бриджмена. В результате получено

$$z = 1 + \frac{P_r}{T_r} \left(0,18764 - \frac{0,4758}{T_r} \right) - \frac{P_r^2}{T_r^2} \left(0,0424 - \frac{0,23218}{T_r} + \frac{0,22639}{T_r^2} \right); \quad (6)$$

$$x = \frac{1}{z} \left[1 + \frac{0,4758 P_r}{T_r^2} + \frac{P_r^2}{T_r^2} \left(0,0424 - \frac{0,46436}{T_r} + \frac{0,67916}{T_r^2} \right) \right]; \quad (7)$$

$$y = \frac{1}{z} \left[1 + \frac{P_r^2}{T_r^2} \left(0,0424 - \frac{0,23218}{T_r} + \frac{0,22639}{T_r^2} \right) \right]; \quad (8)$$

$$\varphi = - \frac{0,9516 P_r}{T_r^2} - \frac{P_r^2}{T_r^2} \left(0,0424 - \frac{0,69654}{T_r} + \frac{1,3583}{T_r^2} \right); \quad (9)$$

$$J = P_r \left(0,18764 - \frac{0,9516}{T_r} \right) - \frac{P_r^2}{T_r} \left(0,0424 - \frac{0,34827}{T_r} + \frac{0,45278}{T_r^2} \right). \quad (10)$$

Такой способ представления функций сжимаемости особенно целесообразен при проектировании компрессоров, предназначенных для сжатия различных хладагентов. В этом случае для всех рабочих веществ можно составить единую программу расчета на ЭВМ.

Наряду с предложенным методом определения термодинамических параметров, реализуемых с помощью ЭВМ, разработан вариант расчета с применением номограмм. Кроме общего случая политропного сжатия, рассмотрены также частные процессы: изотермический, изоэнтропийный, а также изохорный, протекающий в неподвижных аппаратах ступени при анализе теплоизолированного потока с использованием полных параметров.

Многочисленные расчеты процессов сжатия паров хладагентов R11, R12, R21, R22, R113, R114 и др. показали, что в широком диапазоне изменения параметров состояния ($T_r = 0,7...1,3$; $P_r = 0,02...1,0$) и степени повышения давления ($\pi = 2,3...18,2$) погрешность аналитического определения работы сжатия и конечной температуры в среднем не превышает 1%.

3. РАСЧЕТ МАЛОРАСХОДНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ

В настоящее время проектирование центробежных компрессоров наиболее надежно выполняют по методу подобия. Для расчета МХТ этим методом потребовалось установить условия подобия процессов в компрессорах, сжимающих реальные газы, и на основе поэлементного исследования влияния критериев подобия разработать способ приближенного построения характеристик ступеней на различных хладагентах, применимый при высоких числах M . Для решения задачи из системы уравнений, описывающих в общем виде рабочий процесс, методом теории подобия получена функциональная зависимость, выражающая условия моделирования МХТ. Эта зависимость, помимо общепринятых в теории центробежных компрессоров критериев подобия, содержит приведенные давление и температуру, а также критический коэффициент сжимаемости, определяющие условие термодинамического подобия рабочих веществ. В результате проведенного анализа установлено, что влияние свойств хладагентов на характеристики МХТ выражается через изменение критериев Re , M и показателя изоэнтропы k , определяемых с учетом сжимаемости паров, и зависит от геометрических параметров проточной части, формы характеристик основных элементов и степени согласования их работы на натурном и модельном режимах.

Экспериментальное изучение работы центробежного компрессора при изменении чисел M ($M_u = 0,32...1,0$) и Re ($Re_u = 2 \cdot 10^6...1,7 \cdot 10^7$) на азоте и хладагентах R12, R22, R114 ($k_r = 1,4...1,09$) выполнено на стенде с замкнутым контуром. Исследовалась ступень, состоящая из осерадиального колеса, безлопаточного диффузора и боковой улитки. В результате испытаний установлены предельные значения чисел Re ($Re_{wипр} = 1,4 \cdot 10^5$; $Re_{сзкр} = 3,6 \cdot 10^5$; $Re_{цкр} = 2,9 \cdot 10^6$) и критические значения чисел M ($M_{wипр} = 0,62$; $M_{сзкр} = 0,77$; $M_{цкр} = 0,8$). В исследованном диапазоне чисел M коэффициенты потерь и k , п.д. отдельных элементов проточной части при соблюдении кинематического и динамического

подобия на входе в эти элементы не зависят от показателя изоэнтропии. Влияние k на характеристики ступени при $M_u = idem$ обусловлено в основном изменением местных чисел M и отношения удельных объемов сжимаемых газов $K_v = v_1/v_2$.

Выполненное исследование позволило провести сравнительный анализ двух способов приближенного моделирования МХТ: при соблюдении кинематического подобия потоков на входе в колесо и в диффузор ($\varphi_{\text{вх}} = idem$, $\varphi_{\text{д}} = idem$) и при кинематическом и динамическом подобии потоков во входном сечении колеса ($\varphi_{\text{вх}} = idem$, $M_{\text{вх}} = idem$). В первом случае, когда в качестве модельной среды используется воздух, имеет место $M_{\text{вх}} > M_{\text{вх1}}$. При высоких числах M , свойственных холодильным центробежными компрессорам, этот способ непригоден. Если $M_{\text{вх}} < M_{\text{вх1кр}}$, а $M_{\text{вх}} > M_{\text{вх1кр}}$, то невозможна даже приближенная повторяемость характеристик компрессора. Во втором случае нарушается условие безударного входа в лопаточный диффузор, но к.п.д. и коэффициент напора ступени могут и не измениться, так как при этом $M_{\text{с3м}} < M_{\text{с3}}$.

При высоких числах M ($M_u > 1,0$) соблюдение условия $\varphi_{\text{вх}} = idem$, $M_{\text{вх}} = idem$ также не обеспечивает необходимой точности моделирования вследствие значительного рассогласования оптимальных режимов работы колеса и диффузора и существенного различия в значениях натурального и модельного чисел $M_{\text{с3}}$. Для учета отступления от условий подобия разработан способ расчета МХТ, основанный на синтезе характеристик отдельных элементов ступени.

В соответствии с предложенным способом проводятся модельные испытания колеса при частоте вращения, определяемой из условия $M_{\text{вх1м}} = M_{\text{вх1}}$, и неподвижных аппаратов компрессора при другой частоте, определяемой из условия $M_{\text{с3м}} = M_{\text{с3}}$. Данные опытов, полученные на модельном газе при одновременном соблюдении динамического подобия течений на входе в колесо и в диффузор, используются затем при синтезе характеристик ступени. Этот способ позволяет получить характеристики МХТ на любом холодильном агенте в широком диапазоне изменения коэффициента расхода и обеспечивает высокую точность. Расхождение между опытными и расчетными значениями к.п.д. и коэффициента напора ступени с осерadiальным колесом и безлопаточным диффузором при $M_u \leq 1,2$ не превышает погрешности эксперимента.

4. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЙ ВЯЗКОГО ГАЗА И АНАЛИЗ ПОТЕРЬ В МАЛОРАСХОДНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРАХ НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ

МХТ по сравнению с центробежными компрессорами большой холо-

допроизводительности характеризуются более низкими значениями чисел Re , поэтому в них сильнее проявляется влияние сил вязкости. Расчеты показывают, что до 15% площади сечения межлопаточных каналов колес МХТ занято пограничными слоями, образующимися на лопатках и торцовых поверхностях, а потери энергии, затрачиваемой на преодоление сил трения, оставляют значительную часть общих потерь в проточной части.

Вследствие низких чисел Re для МХТ характерно интенсивное нарастание пограничных слоев на обтекаемых поверхностях и, следовательно, значительное влияние эффектов вращения и кривизны лопатки. С малыми размерами проточной части связано увеличение влияния на структуру потока и величину потерь пограничных слоев на торцовых поверхностях лопаточных аппаратов и стенках безлопаточных диффузоров, а также перетекания газа в осевом зазоре полуоткрытых колес. Эти особенности потока учтены в разработанной расчетной модели течений, которая включает следующие основные предпосылки и положения.

1. Поток газа в рабочем колесе условно принимается состоящим из невязкого ядра, пограничных слоев на лопатках, "следа", образующегося за точкой отрыва на задней стороне лопатки, пограничных слоев на торцовых стенках, а также системы вихрей, обусловленных перетеканием газа в осевом зазоре полуоткрытого колеса. Гидравлические потери определяются как сумма профильных потерь в круговой решетке и потерь на трение газа о торцовые поверхности.

2. Отрыв пограничного слоя от задней стороны лопатки и образование "следа" происходят в результате воздействия продольного градиента давления и подавления турбулентности силами Кориолиса. Потери, вызванные отрывом потока, определяются по характеристикам "следа" в выходном сечении колеса и являются частью профильных потерь.

3. Пространственный пограничный слой на торцовых стенках колеса формируется под влиянием кориолисовых и центробежных сил, а также вследствие перетекания газа в осевом зазоре. Потери энергии определяются по характеристикам пограничных слоев, соответствующих осредненному осесимметричному течению на торцовых поверхностях.

4. Безлопаточный диффузор условно принимается состоящим из начального участка, на котором происходит выравнивание выходящего из колеса потока, и участка с установившимся осесимметричным течением. Кривизна линий тока и диффузорность течения в этом аппарате приводят к возникновению отрыва пространственного пограничного слоя и образованию обратных радиальных токов. Потери в безлопаточ-

ном диффузоре равны сумме потерь, связанных со смешением газа на начальном участке, и потерь на трение газа о торцовые поверхности.

5. Пространственность течения в пограничных слоях на торцовых поверхностях лопаточного диффузора и уменьшение величины продольного градиента давления, при которой происходит отрыв пограничного слоя от стороны разрежения лопатки, обусловлены воздействием центробежных сил, связанных с кривизной линий тока. При безотрывном течении потери в лопаточном диффузоре равны сумме профильных потерь и потерь на трение газа о торцовые стенки.

Для анализа течения в турбулентных пограничных слоях на лопатках плоской круговой решетки с учетом ее вращения и кривизны профиля получена система уравнений

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} \pm \frac{w_x w_y}{R} \mp 2\omega w_y = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P^*}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau}{\partial y} \pm \frac{\tau}{\rho R}; \quad (II)$$

$$\mp \frac{w_x^2}{R} \pm 2\omega w_x = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P^*}{\partial y}; \quad (I2)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} \pm \frac{w_y}{R} = 0, \quad (I3)$$

где $P^* = P - \rho\omega^2 r^2/2$ — приведенное статическое давление.

Уравнения (II) — (I3) выведены в предположении постоянства радиуса R кривизны профиля; верхний знак относится к передней стороне лопатки. Принято, что жидкость несжимаема, скорость вращения решетки постоянна и течение относительно лопатки установившееся.

На основании уравнений (II) — (I3) и граничных условий $w_x = 0$, $w_y = 0$ при $y = 0$ и $w = W_x(1 \mp y/R) \pm 2\omega y$ при $y \rightarrow \infty$ получено интегральное соотношение

$$\frac{d}{dx} W_x^2 \delta^{**} \left(1 \mp \frac{\delta^{**}}{R} \pm 2 \frac{\delta^{**} \omega}{W_x} \right) + W_x \delta^* \frac{dW_x}{dx} \left(1 \mp \frac{\delta^*}{2R} \pm \frac{\delta^* \omega}{W_x} \right) \mp \delta^* \delta \omega \frac{dW_x}{dx} = \frac{\tau_w}{\rho} \left(1 \mp \frac{\delta}{R} \right); \quad (I4)$$

учитывающее влияние на осредненное движение сил Кориолиса и центробежных сил, связанных с кривизной профиля. В этом выражении W_x — скорость невязкого потока на поверхности лопатки. Интегральные толщины пограничного слоя связаны между собой зависимостями

$$\delta = \delta^{**} \frac{H(H+1)}{H-1}; \quad (I5)$$

$$\delta^* = \delta^{**} \left(0,64 \ln \frac{\rho W_x^2}{\tau_w} - 0,172 \ln \frac{W_x \delta^{**}}{\nu} - 1,34 \right), \quad (I6)$$

где $H = \delta^*/\delta^{**}$ — формпараметр пограничного слоя.

Кориолисовые и центробежные силы оказывают воздействие также на пульсационное движение, уменьшая турбулентное перемешивание на задней стороне лопатки и увеличивая его на передней. Для учета этого фактора использована аналогия между влиянием кориолисовых и центробежных сил в турбулентных пограничных слоях и воздействием архимедовых сил в приземном слое атмосферы. Определение длины пути смещения по формуле Монина-Обухова дало возможность получить закон трения для вращающихся криволинейных потоков

$$\tau = \rho \kappa^2 y^2 \left(\frac{\partial w_x}{\partial y} \right)^2 \left[1 \mp \frac{(2\beta - 1) \frac{w_x}{R} - 2\alpha\omega}{\frac{\partial w_x}{\partial y}} \right]^2, \quad (17)$$

на основании которого установлена зависимость касательного напряжения на стенке τ_w от параметров кривизны и вращения

$$w_x \sqrt{\frac{\rho}{\tau_w}} \left[1 \mp 2\delta \left(\frac{\beta}{R} - \omega \frac{1+\alpha}{w_x} \right) \right] = \frac{1}{\kappa} \ln \frac{\delta}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \mp (2\beta - 1) \frac{\delta}{\kappa R} + 4,9. \quad (18)$$

По опытным данным $\alpha = 6$, коэффициент β равен 7 для поверхности давления и 4 для поверхности разрежения (П. Бредшоу, Дж. Джонстон).

Расчеты пограничных слоев по уравнениям (14) — (16) и (18) показывают, что толщина потери импульса δ^{**} и формпараметр H при диффузорном течении на задней стороне лопатки колеса увеличиваются по сравнению с неподвижной пластиной, а коэффициент трения $C_f = 2\tau_w/\rho w_x^2$ — уменьшается. На передней стороне лопатки влияние вращения и кривизны приводит к противоположному характеру изменения этих параметров. Увеличение частоты вращения колеса в 2 раза вызывает такое же изменение коэффициента трения и формпараметра на задней стороне лопатки, как и повышение степени диффузорности потока у профиля от 1,0 до 1,75.

В соответствии с принятой моделью течений разработан способ расчета турбулентных пограничных слоев на торцовых поверхностях элементов проточной части МХТ, основанный на сведении общей трехмерной задачи к осесимметричной:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r \bar{w}_r \delta_r^{**}) + \bar{w}_r \frac{d\bar{w}_r}{dr} \delta_r^{**} - \frac{\bar{w}_\varphi^2}{r} \delta_{\varphi\varphi}^{**} - 2\omega \bar{w}_\varphi \delta_\varphi^{**} = \frac{\tau_{wr}}{\rho}; \quad (19)$$

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r \bar{w}_r \bar{w}_\varphi \delta_\varphi^{**}) + \bar{w}_r \frac{d\bar{w}_\varphi}{dr} \delta_\varphi^{**} + \frac{\bar{w}_r \bar{w}_\varphi}{r} \delta_{r\varphi}^{**} + 2\omega \bar{w}_r \delta_r^{**} = \frac{\tau_{w\varphi}}{\rho}, \quad (20)$$

где

$$\overline{w_r}^2 \delta_r^{**} = \int_0^\delta \overline{w_r} (\overline{w_r} - \overline{w_r}) dz; \quad \overline{w_r} \delta_r^* = \int_0^\delta (\overline{w_r} - \overline{w_r}) dz;$$

$$\overline{w_\varphi}^2 \delta_{\varphi}^{**} = \int_0^\delta (\overline{w_\varphi}^2 - \overline{w_\varphi}^2) dz; \quad \overline{w_\varphi} \delta_{\varphi}^* = \int_0^\delta (\overline{w_\varphi} - \overline{w_\varphi}) dz;$$

$$\overline{w_r} \overline{w_\varphi} \delta_{\varphi}^{**} = \int_0^\delta \overline{w_r} (\overline{w_\varphi} - \overline{w_\varphi}) dz; \quad \overline{w_r} \overline{w_\varphi} \delta_{r\varphi}^{**} = \int_0^\delta (\overline{w_r} \overline{w_\varphi} - \overline{w_r w_\varphi}) dz.$$

В уравнениях (19) и (20) $\overline{w_r}$, $\overline{w_\varphi}$, $\overline{w_r}$, $\overline{w_\varphi}$, $\overline{\tau_{wr}}$, $\overline{\tau_{w\varphi}}$ — проекции относительной скорости в пограничном слое и во внешнем потоке, а также напряжения трения на стенке, осредненные по координате φ в пределах межлопаточного канала. При решении системы этих уравнений численными методами для определения профиля скорости вторичного течения используется модель А.Мэйджера.

Пространственность пограничного слоя на неподвижной ограничивающей поверхности полукрытого колеса обусловлена не только действием центробежных сил, но и перетеканием газа в осевом зазоре. Для теоретического учета этого явления принято, что интенсивность обтекающих вихрей пропорциональна общей циркуляции вокруг лопатки Γ , а вихревая система распределена равномерно по шагу решетки t и синусоидально поперек пограничного слоя на стенке корпуса (Дж.Хорлок, Б.Лакшминараяна). На основании этих допущений получено выражение для определения вторичной завихренности, связанной с течением в зазоре,

$$\Omega_s = \frac{\pi \Gamma}{2t\delta} \sin \left(\pi \frac{z}{\delta} \right). \quad (21)$$

Соответствующее изменение скорости потока на внешней границе слоя вычисляется по формуле

$$\Delta C \approx - \int_0^\delta \Omega_s dz = - \frac{\Gamma}{t}. \quad (22)$$

Результаты теоретического анализа пространственных пограничных слоев на основном диске колеса показывают наличие интенсивных вторичных течений, углы скоса донных линий тока в средней части межлопаточного канала достигают 40° . Расчеты свидетельствуют о существенном влиянии осевого зазора и даже о возможности изменения направления вторичных течений в пограничных слоях на стенке корпу-

са компрессора.

Влияние кориолисовых и центробежных сил приводит к уменьшению величины продольного градиента давления, при которой происходит отрыв пограничного слоя от поверхности разрежения вращающейся лопатки. Изучение особенностей течения в этой области позволило получить критерий отрыва пограничного слоя, учитывающий влияние вращения и кривизны профиля,

$$\frac{1}{\tau_{w0}} \frac{dP^*}{dx} \left(C - \frac{1}{\kappa} \right) \exp(\kappa C - 4,9 \kappa) = \frac{4V_0^*}{3\kappa_s V} \left(1 - 3,1 \frac{\tau_{w0}}{R \frac{dP^*}{dx}} + 4,5 \kappa_s \frac{\omega V_0^*}{\rho \frac{dP^*}{dx}} \right), \quad (23)$$

где

$$C = \sqrt{2 \frac{P^* - P_2^*}{\tau_{w0}} + \frac{4}{\kappa_s^2} \left(1 - 9,4 \frac{\tau_{w0}}{R \frac{dP^*}{dx}} \right) + \frac{48}{\kappa_s} \frac{\omega V_0^*}{\rho \frac{dP^*}{dx}}}; \quad V_0^* = \sqrt{\frac{\tau_{w0}}{\rho}}.$$

В уравнении (23) индекс "C" обозначает сечение, соответствующее началу повышения давления; постоянная κ_s вблизи отрыва принимается равной 0,5. С помощью этого уравнения установлено, что допустимая степень торможения потока на профиле существенно зависит от числа Рейнольдса и угла лопатки на выходе.

Подавление турбулентности силами Кориолиса ослабляет взаимодействие диссипативного течения за точкой отрыва пограничного слоя с внешним потоком, что приводит к уменьшению обычной для отрывных течений эжекции жидкости и препятствует развитию обратных токов. С учетом этих факторов и имеющихся опытных данных получено уравнение для определения толщины потери импульса в "следе", образующемся на задней стороне лопатки колеса,

$$\delta_s^{**} = \delta_s^{**} \left(\frac{W_s}{W} \right)^{2+H_s} \left\{ 1 + \left(\frac{W_s}{W} \right)^{2+H_s} \left[\frac{\delta_s^{**}}{R} \frac{H_s^2 - 4(H_s + 1)}{2(H_s + 2)} + 2 \frac{\delta_s^{**} \omega}{W} \frac{3H_s^2 + H_s - 3}{(H_s - 1)(H_s + 3)} \right] \right\}. \quad (24)$$

Расчеты свидетельствуют об интенсивном росте толщины пограничного слоя за точкой отрыва; область "следа" может занимать значительную часть межлопаточного канала.

На основе проведенного теоретического анализа разработан способ приближенного вычисления гидравлических потерь в элементах проточной части МХТ. Коэффициент потерь в межлопаточных каналах колеса и диффузора определяется как сумма коэффициентов профильных потерь

$$Z_{np} = \left(\frac{W_2}{W_1} \right)^2 \frac{\sum \delta_s^{**}/t_2 \sin \beta_2}{1 - \sum \delta_s^{**}/t_2 \sin \beta_2} \quad (25)$$

и потерь на трение газа о торцовые поверхности

$$\zeta_{\pi} = 2 \int_{r_1}^{r_2} \frac{\tau_w}{\rho w_1^2 b \sin \beta} dr. \quad (26)$$

Результаты выполненных расчетов сопоставлены с опытными данными. Удовлетворительное согласование экспериментальных и расчетных значений потерь имеет место при дозвуковом течении газа и отсутствии отрывов пограничного слоя от стороны давления лопатки. Погрешность расчета коэффициента потерь в узких рабочих колесах с малой диффузностью потока в этом случае не превышает 8%.

5. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МАЛОРАСХОПНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

В экспериментальной части работы были поставлены задачи по изучению особенностей газодинамических процессов в МХТ, а также по определению оптимальных форм и геометрических соотношений проточной части с целью повышения эффективности этих машин и создания метода их расчета. Для решения этих задач проведено экспериментальное исследование более 60 вариантов ступеней. Испытания МХТ выполнялись на 10 стендах. Оценка погрешности экспериментального определения основных газодинамических параметров показала, что точность опытов достаточно высока и отвечает цели и задачам исследования.

Испытания МХТ проводились в диапазоне изменения условных чисел Re_u от $1,3 \cdot 10^6$ до $1,7 \cdot 10^7$ и M_u от 0,32 до 1,83. В опытах исследовались ступени с насосными и осерадальными колесами. Анализ полученных данных позволил сделать выводы об особенностях рабочего процесса МХТ и сформулировать рекомендации по расчету и проектированию этих машин.

Несмотря на высокий уровень чисел M , насосные ступени МХТ, состоящие из рабочего колеса с сильно загнутыми назад лопатками ($\beta_{12} = 15^\circ$) и бездиффузорной улитки, отличаются широкой зоной устойчивой работы. С увеличением M_u от 0,9 до 1,5 максимальный к.п.д. уменьшается всего на 3%, еще в меньшей степени изменяются коэффициенты напора колеса и ступени. Минимальные значения коэффициента расхода φ_{r20} на оптимальном режиме работы ступеней составляют 0,04...0,05.

Коэффициент потерь в колесе в основном зависит от числа M_{w1}

и степени диффузорности потока K_w . С уменьшением K_w создаются благоприятные условия для течения в межлопаточных каналах и улучшается структура потока на входе в неподвижные элементы ступени. Снижение степени диффузорности приводит к увеличению критического числа M_{w1} ; при $K_w \leq 1,1$ этот параметр равен 0,7. Коэффициент потерь в бездиффузорной улитке практически не зависит от M_{c3} , а определяется только числом Re_{c3} .

Ступени МХТ, состоящие из осерадиального колеса, безлопаточного диффузора и боковой улитки, характеризуются более высокой восприимчивостью к изменению чисел M . С увеличением M_u от 0,8 до 1,2 к.п.д. снижается на 8%, при этом резко суживается зона экономичной работы. Степень реактивности осерадиального колеса в отличие от насосного с повышением расхода уменьшается, а число M_{c3} увеличивается. Для ступени с осерадиальным колесом характерны более высокие значения местных чисел M и степени диффузорности потока.

Испытания МХТ с колесами насосного типа на воздухе и холодильных агентах позволили установить, что наилучшими характеристиками отличаются ступени, меридиональное сечение которых изменяется подрезкой лопаток колеса на выходе при постоянной их ширине на входе. Благоприятное изменение газодинамических параметров при таком способе профилирования (уменьшение диффузорности течения, увеличение степени реактивности, смещение точки отрыва потока к выходной кромке лопатки и др.) при уменьшении b_2/D_2 от 0,069 до 0,025 ($b_2/b_1 = 0,83 \dots 0,3$) в диапазоне изменения числа M_u от 0,6 до 1,83 приводит к повышению гидравлического к.п.д. колеса и ступени, а также к расширению области устойчивой и экономичной работы компрессора.

При $M_u = 1,83$ уменьшение b_2/D_2 от 0,06 до 0,025 вызывает увеличение гидравлического к.п.д. колеса на 8% и ступени на 6%, коэффициент напора повышается на 4%. Однако при этом в 1,8 раза возрастают относительные потери от трения дисков и перетекания пара, и в результате внутренний к.п.д. ступени уменьшается на 9%. Сравнительно большие потери дискового трения и внутренних протечек можно понизить, применяя колеса с покрывающим диском. Испытания показали, что переход к колесу закрытого типа ($M_u = 1,75$; $b_2/D_2 = 0,027$) позволяет увеличить к.п.д. ступени на 6%.

Иная картина наблюдается при более низких числах M . Для $M_u = 1,46$ с уменьшением b_2/D_2 в тех же пределах гидравлический к.п.д. колеса увеличивается на 10%, ступени — на 4%; внутренний к.п.д. ступени практически не зависит от этого параметра. Относительные потери от трения дисков и перетекания пара в наиболее узком колесе вслед-

ствие больших значений коэффициента расхода $\varphi_{г20}$ в 3 раза ниже, чем для $M_u = 1,83$. Поэтому при $M_u \leq 1,4 \dots 1,5$ узкие колеса МХТ допустимо выполнять без покрывающего диска. Применение колес полукрытого типа позволяет значительно упростить технологию изготовления МХТ и уменьшить толщину лопаток, что очень важно для сокращения потерь в условиях высоких чисел M .

Снижение b_2/D_2 от 0,06 до 0,025 при $M_u = 1,83$ (рабочее вещество — RII3) приводит к уменьшению холодопроизводительности компрессора на 25%. Другие способы снижения холодопроизводительности путем изменения размеров проточной части в меридиональной плоскости (одинаковое уменьшение b_2 и b_1 , уменьшение b_1 при постоянном значении b_2) вызывают резкое ухудшение характеристик ступеней и по этой причине не могут быть рекомендованы для создания параметрического ряда МХТ, отличающихся геометрическими размерами проточной части в меридиональной плоскости.

Проведенные испытания подтвердили достаточно высокую эффективность узких осерадиальных колес и возможность их использования в МХТ. Однако низкая степень реактивности этих колес, уменьшающаяся при подрезке лопаток от 0,55 до 0,45 ($b_2/D_2 = 0,065 \dots 0,018$), приводит к неэкономичной работе обычных безлопаточных диффузоров. Для повышения к.п.д. компрессора осерадиальные колеса целесообразно использовать в сочетании с безлопаточными диффузорами большой радиальной протяженности ($D_4/D_2 = 1,7 \dots 1,9$) или с более короткими регулируемыми лопаточными диффузорами.

Высокая степень реактивности колес с сильно загнутыми назад лопатками при $b_2/D_2 \leq 0,03$ ($\rho = 0,77 \dots 0,82$) позволяет выполнять насосные ступени без диффузора. В более широких ступенях насосного типа степень реактивности уменьшается, увеличиваются числа M_{c3} и возрастает неравномерность потока на входе в удилку. Характеристики компрессора можно улучшить путем применения короткого безлопаточного диффузора с отношением диаметров $D_4/D_2 = 1,2 \dots 1,3$. Уменьшение относительной ширины диффузора b_3/b_2 от 1,0 до 0,8 при $M_u = 1,75$ приводит к повышению к.п.д. компрессора на 5%.

Расчетно-теоретический анализ и испытания показали, что при конструировании рабочих колес МХТ могут быть приняты следующие средние значения основных геометрических параметров: для колес насосного типа — $\beta_{\lambda 1} = 20^\circ$, $\beta_{\lambda 2} = 15^\circ$, $D_1/D_2 = 0,45$, $z = 8$; для осерадиальных колес — $\beta_{\lambda 1} = 32^\circ$, $\beta_{\lambda 2} = 90^\circ$, $D_1/D_2 = 0,55$, $z = 16$. Степень диффузорности потока K_w не должна превышать 1,1 для насосных и 1,5 для осерадиальных колес.

Малые размеры МХТ обусловили необходимость исследования влияния осевого зазора между лопатками колеса и корпусом компрессора на характеристики ступени. При наружном диаметре колеса $D_2 \leq 100 \dots 150$ мм для достижения высоких к.п.д. и коэффициента напора ступени осевой зазор должен быть не более $0,3 \dots 0,35$ мм. На оптимальных режимах работы при $M_u = 1,46$ (Я ИЗ) увеличение относительного зазора $\bar{\Delta} = \Delta/b$, от $0,027$ до $0,076$ ($\Delta = 0,3 \dots 0,85$ мм) приводит к уменьшению к.п.д. насосной ступени на 9% и коэффициента напора на 7%. Столь сильное влияние осевого зазора обусловлено не только увеличением потерь от внутренних перетеканий пара, но и воздействием протечек на структуру потока и возникновение вторичных течений на ограничивающих поверхностях.

К "масштабным" факторам, влияющим на характеристики МХТ, относится также относительная шероховатость поверхностей проточной части. Принимая во внимание установленную в опытах зависимость показателей компрессора от этого параметра ($h/d_r = 0,001 \dots 0,072$), не следует допускать чистоту рабочих поверхностей ниже 6...7 классов. С увеличением относительной шероховатости межлопаточных каналов колеса от $0,001$ до $0,072$ ($M_u = 1,46$, $Re_u = 3,5 \cdot 10^6$) максимальный к.п.д. ступени с гидравлически гладкой улиткой уменьшается на 12%, при этом происходит смещение характеристик в сторону меньших значений коэффициента расхода. В том же диапазоне изменения относительной шероховатости улиточного канала к.п.д. ступени с гидравлически гладким колесом уменьшается на 15%.

Таким образом, в результате проведенных экспериментальных исследований получены данные об особенностях течения, величине потерь и о влиянии разнообразных режимных и геометрических параметров на характеристики МХТ. На основании результатов опытов установлены границы применимости разработанной теории. Опытные данные были также использованы для построения градации турбокомпрессоров, предназначенных для кондиционирования воздуха и охлаждения аппаратуры на транспорте. Внутренний к.п.д. компрессоров, разработанных в ОТИХП, в среднем составляет $0,65 \dots 0,7$, что на 5...10% выше среднего уровня значений к.п.д. аналогичных по назначению машин, применяемых за рубежом.

6. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАЛОРАСХОДНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Методы расчета и проектирования МХТ основаны на выполненных в

работе теоретических и экспериментальных исследованиях и учитывают особенности этих машин. При дозвуковых режимах течения газа и отсутствии отрыва пограничного слоя от стороны давления лопатки предложен способ оценки эффективности элементов ступеней МХТ, включающий применение гидродинамической теории решеток и теории пограничного слоя. Он сочетает расчет проточной части на основе одномерной (струйной) теории, дополняемой опытными коэффициентами, с последующим нахождением распределения скоростей вдоль профилей в результате решения прямой задачи теории решеток. Новым в теоретическом анализе является оценка газодинамического совершенства проточной части не только по распределению скоростей на профилях, но и по величине гидравлических потерь, которые приближенно определяются на основании проведенного исследования, учитывающего вращение и кривизну лопаток, возникновение "следа", вторичные течения на ограничивающих поверхностях, явления в осевом зазоре полуоткрытых рабочих колес и др. Этот способ дает особенно хорошие результаты при расчете гидравлического к.п.д. и коэффициента напора рабочих колес насосного типа с малой диффузностью потока ($K_w \leq 1,1$); погрешность расчета в этом случае не превышает 3% вплоть до значения $M_u = 1,5$.

При изменении свойств рабочей среды или номинального режима работы характеристики МХТ могут быть построены путем синтеза характеристик колеса и неподвижных элементов ступени, полученных в результате модельных испытаний при эквивалентных числах M_u (см. разд. 3). Этот способ применим для расчета компрессоров любой конструкции; его использование особенно целесообразно при $M > M_{кр}$, когда невозможна оценка эффективности элементов проточной части на основе теории решеток и теории пограничного слоя.

Расчет МХТ методом моделирования учитывает изменение характеристик ступени вследствие замены одного рабочего вещества другим, но не позволяет устранить потери, возникающие при рассогласовании работы колеса и диффузора. Такую задачу удастся решить в случае расчета МХТ на основе данных испытаний базовой ступени, полученных при различных числах M и Re и изменении ширины ее проточной части.

Расчет состоит в определении размеров и характеристик проектируемой ступени, которая геометрически подобна базовой в радиальной плоскости, но отличается от нее относительной шириной. Параметр b_2/D_2 вычисляется из условия $M_u = idem$, $\varphi_{r1} = idem$ и $\varphi_{r2} = idem$. Влияние относительной ширины проточной части, вызываемое

нарушением геометрического подобия компрессоров в меридиональной плоскости, и местных чисел M и Re определяется на основании данных поэлементных испытаний базовой ступени. Предложенный способ расчета, отличающийся высокой точностью (погрешность определения к.п.д. и коэффициента напора не превышает 1...2%), использован при разработке градации МХТ, спроектированных для различных значений холодопроизводительности и температурных условий работы.

В результате проведенных исследований установлено, что предъявляемым к МХТ требованиям в наибольшей мере отвечают ступени насосного типа. Отличаясь минимальными значениями коэффициента расхода, эти ступени имеют достаточно большие проходные сечения каналов и диаметры колес при малых объемных расходах газа. Насосная ступень обычно выполняется без диффузора, поэтому ее радиальные размеры не превышают размеров осерадиальной ступени.

Насосной ступени, как известно, свойственны самые низкие значения коэффициента напора. Несмотря на это, при одинаковых величинах $M_{\text{нп}}$, допустимых в холодильных компрессорах, применение ее позволяет получить более высокую степень повышения давления, чем в случае использования ступени с осерадиальным колесом. Это положение, впервые теоретически обоснованное в работах автора, впоследствии было подтверждено экспериментально и в настоящее время получило признание среди специалистов в области холодильного турбокомпрессоростроения.

Важными преимуществами насосной ступени являются также низкие значения M и повышенные числа Re потока, удовлетворительная ширина элементов проточной части при больших значениях степени повышения давления, возможность уменьшения диффузорности потока в колесе вплоть до $K_w = 1$. В насосной ступени в отличие от осерадиальной уменьшение степени диффузорности потока приводит к снижению числа $M_{\text{св}}$, поэтому характеристики узких ступеней насосного типа отличаются особой устойчивостью. В результате проведенных исследований показано, что насосная ступень является оптимальным вариантом проточной части МХТ, особенно холодопроизводительностью менее 200 кВт.

7. ИССЛЕДОВАНИЕ ОПОР, УПЛОТНЕНИЙ И ПРИВОДА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ МАЛОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

От надежности и эффективности опор, уплотнений и привода зависят важнейшие показатели работы МХТ. В высокоскоростных турбо-

компрессорах малой холодопроизводительности в основном используются газостатические опоры и прецизионные подшипники качения. Опоры с паровой смазкой были применены в центробежном компрессоре с приводом от фреоновой турбины. Испытания этого турбоагрегата показали, что расход пара через подшипники на оптимальном режиме работы составляет немногим более одного процента от производительности компрессора.

В турбокомпрессорах со встроенными высокочастотными электродвигателями применяются прецизионные подшипники качения, работающие во фреоновой среде. Эта особенность конструкции МХТ позволила предложить новый способ смазки высокоскоростных опор качения, который заключается в образовании масляного тумана парами рабочего вещества, поступающими из нагнетательного патрубка компрессора. По сравнению с дроблением капель масла сжатым воздухом предложенный способ смазки обеспечивает снижение потерь на трение и повышение долговечности шарикоподшипников. На образование масляного тумана расходуется 1,5...2 г/ч масла и парообразный агент в количестве, не превышающем 0,2% от номинальной производительности компрессора. При частоте вращения 500 с⁻¹ относительные потери в опорах составляют 5%.

Для холодильных центробежных компрессоров с приводом от воздушных и газовых турбин, а также от электродвигателей промышленной частоты на первый план выдвигается проблема обеспечения необходимой герметичности и износостойкости уплотнений приводного вала. Влияние конструктивных и режимных параметров торцовых уплотнений исследовалось на специально созданном стенде. На основании результатов опытов сделано заключение о необходимости уменьшения ширины углеграфитовых колец до 2...3 мм и неплоскостности поверхностей трения до 0,3 мкм при повышенной частоте вращения.

Испытания показали, что при высокой частоте вращения торцовое уплотнение должно иметь неподвижные пружины. Уплотнение такой конструкции по габаритам и технологичности сборки не уступает обычным уплотнениям с подвижными упругими элементами, применяемым в холодильных поршневых компрессорах. Для изготовления неподвижных колец рекомендуются углеграфитовые материалы с мелкозернистой структурой типа АГ-1500-ВВЗ и ВАР-253 и некоторые многокомпонентные композиции.

Одним из наиболее распространенных типов привода МХТ является высокочастотный электродвигатель. Повышенная скорость вращения позволяет непосредственно соединить его с компрессором, что устра-

няет необходимость в зубчатой передаче и концевом уплотнении. Для привода МХТ разработаны и испытаны первые отечественные образцы встроенных асинхронных двухполюсных электродвигателей повышенной частоты (400...500 Гц) с фреоновым охлаждением, отличающиеся малыми габаритами и массой. Так, например, высокоскоростной электродвигатель мощностью 20 кВт (400 Гц), охлаждаемый агентом, имеет такие же размеры активных частей, как и серийный двигатель промышленной частоты мощностью 2 кВт. К.п.д. созданных электродвигателей достигает 0,9...0,92.

Новым типом привода МХТ, впервые реализованным в ОТИХП, является фреоновая турбина. В турбокомпрессоре с таким приводом отпадает необходимость в концевом уплотнении и возникает возможность осуществления опор с паровой смазкой, что значительно упрощает конструкцию машины.

Проведенные исследования фреоновых газостатических опор, прецизионных подшипников качения, торцовых уплотнений, высокочастотных электродвигателей и радиально-осевой турбины, работающей на холодильном агенте, способствовали повышению надежности и экономичности МХТ и позволили расширить область применения этих машин.

8. МАЛОРАСХОДНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ ТУРБОКОМПРЕССОРЫ, РАЗРАБОТАННЫЕ В ОТИХП, И ОЦЕНКА ИХ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований впервые в нашей стране созданы малорасходные холодильные турбокомпрессоры для кондиционирования воздуха и охлаждения аппаратуры на транспорте. Многие из этих машин имеют предельно низкую холодопроизводительность (30...10 кВт). Практика мирового компрессоростроения не знает примеров осуществления холодильных турбокомпрессоров столь небольшой производительности.

Для холодильных центробежных компрессоров конструкции ОТИХП типичным является применение рабочих колес с сильно загнутыми назад лопатками ($\beta_{12} = 15...20^\circ$), малым отношением диаметров ($D_1/D_2 = 0,42...0,48$) и ограниченной степенью диффузности потока ($K_w = 1,0...1,1$); одноступенчатое исполнение; умеренно высокие частоты вращения ($n = 400...600 \text{ с}^{-1}$); использование для привода компрессоров высокоскоростных электродвигателей, турбин и встроенных повышающих передач; консольное расположение рабочего колеса непосредственно на высокоскоростном валу электродвигателя или зубчатой пе-

24

редачи; применение опор со смазкой парами хладагента или воздухом, прецизионных шарикоподшипников со смазкой маслофреоновым раствором или масляным туманом, образуемым парами рабочего вещества.

Разработанные и испытанные в ОТИХП холодильные турбокомпрессоры обладают достаточно высокими технико-экономическими показателями. Статистический анализ характеристик более чем 350 компрессоров различных типов показал, что в режиме кондиционирования воздуха средние значения удельной эффективной мощности для центробежных и винтовых машин одинаковы, для поршневых — примерно на 3% выше. Сравнение технического уровня компрессоров выполнено на основании опубликованных данных и информации, полученной по запросам ОТИХП от отечественных предприятий холодильного машиностроения и ведущих зарубежных фирм.

Для транспортных установок кондиционирования воздуха важными показателями являются величина площади, занимаемой компрессором с приводом, и масса компрессорного агрегата. Удельная занимаемая площадь центробежных компрессоров с приводом от электродвигателей промышленной частоты в 2...2,8 раза ниже, чем поршневых, и в 1,3...1,6 раза ниже, чем винтовых. Особенно велико преимущество высокоскоростных компрессоров с приводом от турбин; при холодопроизводительности 100...200 кВт занимаемая ими площадь в 10...12 раз меньше площади, занимаемой поршневыми компрессорами с электродвигателями. Приблизительно в таком же соотношении находятся металлоемкости этих машин.

МХТ имеют преимущество по сравнению с винтовыми и поршневыми компрессорами и по другим показателям технического уровня: величине удельного занимаемого объема, экономичности регулирования производительности, возможности унификации, простоте и технологичности конструкции и др.

Выполненный технико-экономический анализ показал, что применение МХТ в стационарных установках кондиционирования воздуха становится выгодным при холодопроизводительности порядка 150...250 кВт и выше. На транспорте, где вопросы энергетической эффективности отступают на второй план, использование этих машин целесообразно и при более низких значениях холодопроизводительности.

Основные результаты исследований и выводы

1. Разработан аналитический метод расчета процессов сжатия

паров хладагентов с использованием функций сжимаемости, определяемых на основании обобщенного уравнения состояния. Этот метод дает возможность выполнять тепловые и газодинамические расчеты МХТ по единой для всех рабочих сред программе и обеспечивает высокую точность.

2. На основании анализа физической картины течений в МХТ предложена расчетная модель пространственного потока вязкого газа, учитывающая вращение колеса и продольную кривизну лопаток, возникновение вторичных течений в пограничных слоях на торцовых поверхностях, образование "следа" за точкой отрыва потока от задней стороны лопатки и перетекание газа в осевом зазоре полукрытого колеса. Справедливость этой модели подтверждена сопоставлением опытных и расчетных значений потерь в элементах проточной части МХТ и воздушных центробежных компрессоров.

3. В соответствии с принятой моделью течений разработан теоретический метод оценки гидравлических потерь в МХТ, включающий расчет турбулентных пограничных слоев на лопатках с учетом действия кориолисовых и центробежных сил, определение точки отрыва потока и характеристик отрывного течения на задней стороне лопатки, расчет осесимметричных турбулентных пограничных слоев на торцовых поверхностях лопаточных аппаратов и безлопаточного диффузора, учет влияния осевого зазора на развитие вторичного течения на неподвижной ограничивающей поверхности в полукрытом колесе. Теоретический метод расчета обеспечивает удовлетворительную точность при дозвуковом течении газа и малой диффузорности потока.

4. Для случаев развитых отрывных течений и возникновения скачков уплотнений предложены методы расчета МХТ на основе поэлементного моделирования и синтеза характеристик колеса и неподвижных аппаратов ступени или использования данных испытания базовой ступени, полученных при различных числах M , Re и изменении ширины проточной части. Расхождение между опытными и расчетными значениями к.п.д. и коэффициента напора компрессоров не превышает погрешности экспериментального определения характеристик этих машин.

5. В результате экспериментального исследования влияния критериев Re , M и показателя изоэнтропии на характеристики МХТ ($Re_u = 1,3 \cdot 10^6 \dots 1,7 \cdot 10^7$; $M_u = 0,32 \dots 1,83$; $k_T = 1,1 \dots 1,4$) установлены предельные значения физических чисел Рейнольдса и критические числа Маха для ступеней осерадиального и насосного типов. Испытания показали, что коэффициенты потерь в элементах проточной части центробежного компрессора не зависят от показателя изоэнтропии.

6. Изменение показателя изэнтропии и расчетного числа M_u вследствие применения в МХТ различных хладагентов вызывает необходимость изменения размеров проточной части базового компрессора в меридиональной плоскости. При высоких числах M уменьшение относительной ширины колеса с сильно загнутыми назад лопатками ($b_2/D_2 = 0,06 \dots 0,025$) при постоянной ширине на входе приводит к расширению области устойчивой работы компрессора, увеличению гидравлических к.п.д. и коэффициентов напора колеса и ступени. Однако вследствие значительного повышения потерь дискового трения и перетеканий пара в полуоткрытом колесе внутренний к.п.д. компрессора уменьшается. Установлено, что эти потери можно понизить путем перехода к закрытым колесам. При $M_u \leq 1,4 \dots 1,5$ потери на трение дисков и перетекания пара относительно не столь велики, поэтому с целью облегчения технологии изготовления МХТ и уменьшения толщины лопаток колеса насосного типа допустимо выполнять без покрывающего диска.

7. На основании теоретического анализа и результатов экспериментального исследования разработаны рекомендации по выбору оптимальных значений геометрических параметров рабочих колес и неподвижных элементов ступеней. Установлено, что степень диффузорности потока K_w в межлопаточных каналах не должна превышать 1,1 для насосных колес и 1,5 для осерадиальных.

Ступени насосного типа с относительной шириной $b_2/D_2 \leq 0,03$ допустимо выполнять без диффузора. В более широких ступенях с меньшей степенью реактивности целесообразно применение короткого безлопаточного диффузора с отношением диаметров $D_4/D_2 = 1,2 \dots 1,3$. Уменьшение относительной ширины диффузора b_3/b_2 приводит к повышению к.п.д. ступени. Узкие осерадиальные колеса необходимо использовать в сочетании с безлопаточными диффузорами большой радиальной протяженности ($D_4/D_2 = 1,7 \dots 1,9$) или с более короткими регулирующими лопаточными диффузорами.

МХТ характеризуются большой величиной относительного осевого зазора. Осовой зазор в полуоткрытых колесах МХТ должен быть не более $0,3 \dots 0,35$ мм. С малыми размерами этих машин связана также необходимость учета влияния относительной шероховатости рабочих поверхностей. Чистоту поверхности проточной части МХТ не следует допускать ниже 6...7 классов.

8. В центробежных компрессорах малой холодопроизводительности целесообразно применение ступеней насосного типа, отличающихся широкой зоной устойчивой работы и сравнительно большими проходными сечениями при незначительных объемных расходах пара. Эти ступени

допускают увеличение числа M_c до 1,6...1,8 без существенного ухудшения характеристик, поэтому, несмотря на сравнительно низкие значения коэффициента напора, они обеспечивают наиболее высокие степени повышения давления. При одинаковых температурах цикла и холодопроизводительности применение рабочих колес с сильно загнутыми назад лопатками позволяет почти в 1,5 раза уменьшить необходимую частоту вращения по сравнению с колесами других конструктивных типов, что в значительной степени способствует повышению ресурса турбокомпрессоров.

9. В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований создан новый и перспективный тип холодильных машин для кондиционирования воздуха и охлаждения аппаратуры на транспорте. Эти машины отличаются предельно малыми габаритами и массой, высоким газодинамическим совершенством и простотой конструкции. С целью обеспечения необходимой надежности МХТ выполнены исследования опор с паровой смазкой, прецизионных подшипников качения, торцовых уплотнений, встроенных высокочастотных электродвигателей, радиально-осевой турбины, работающей на холодильном агенте, и предложены рекомендации по их расчету и проектированию. Проведенные работы по созданию МХТ со встроенными повышающими передачами, высокочастотными электродвигателями, воздушными, газовыми и паровыми турбинами открывают возможность широкого применения этих машин на транспортных объектах с источниками энергоснабжения различного типа.

10. На основании анализа многочисленных статистических данных установлено, что энергетическая эффективность центробежных и винтовых компрессоров одной и той же холодопроизводительности в режиме кондиционирования воздуха примерно одинакова, поршневых — на 3% выше. При холодопроизводительности 100...200 кВт высокоскоростные центробежные компрессоры, разработанные в ОТИХП, занимают в 10...12 раз меньше площади, чем поршневые компрессоры; приблизительно такое же соотношение сохраняется при сравнении металлоемкости этих компрессоров.

11. Результаты выполненных исследований использованы на десяти предприятиях при проектировании и испытании холодильных центробежных компрессоров, для разработки руководящих технических материалов и отраслевых стандартов, при создании и внедрении турбокомпрессоров малой холодопроизводительности для транспортных систем кондиционирования воздуха и охлаждения аппаратуры. Экономический эффект от внедрения по данным предприятий составляет 800 тыс. руб. в год.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Баренбойм А.Б. О минимальной холодопроизводительности фреоновых центробежных компрессоров. -Труды ОТИП ХП, 1962, т.ХІ, с.40 - 48.
2. Баренбойм А.Б. Особенности проектирования высоконапорного фреонового центробежного компрессора. -Труды ОТИП ХП, 1962, т.ХІІ, с.63 - 70.
3. Баренбойм А.Б. Уменьшение влияния высоких чисел М на работу фреонового центробежного компрессора. -Труды конференции по перспективам развития и внедрения холодильной техники в народное хозяйство СССР. М., 1963, с.54 - 56.
4. Баренбойм А.Б. Метод расчета фреонового центробежного компрессора. -В кн.: Химическое машиностроение. Киев, 1965, вып. 2, с.26 - 32.
5. Баренбойм А.Б., Лемберский В.Б. Определение к.п.д. центробежного компрессора при работе на различных газах. -Энергомашиностроение. 1966, №2, с.27 - 29.
6. Баренбойм А.Б., Минкус Б.А., Павловский А.Л. Високоскоростные фреоновые турбоагрегаты малой производительности. -В кн.: Компрессорное и холодильное машиностроение. М., 1966, вып.5, с.21 - 23.
7. Лихницкий Г.В., Баренбойм А.Б., Дорохин В.П. Экспериментальное исследование торцовых уплотнений холодильных компрессоров. -Холодильная техника, 1967, №3, с.14 - 19.
8. Баренбойм А.Б., Степанова Л.А. Определение работы и температуры конца сжатия реального газа. -Холодильная техника, 1967, №4, с.18 - 22.
9. Баренбойм А.Б., Минкус Б.А. Исследование теплоиспользующего холодильного агрегата турбина-компрессор. -Холодильная техника, 1968, №4, с.15 - 20; -Luft und Kältetechnik, 1969, N 3; -The Journal of Refrigeration, 1969, N7.
10. Баренбойм А.Б. Расчет процесса сжатия паров холодильных агентов с помощью обобщенных функций сжимаемости. -В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1968, вып.6, с.32 - 41.
11. А.с. 207936 (СССР). Холодильная установка для кондиционирования воздуха/ В.С.Мартыновский, А.Б.Баренбойм, Б.А.Минкус и др, Оpubл. в Б.И., 1968, №3.
12. Баренбойм А.Б. Экспериментальные характеристики фреонового центробежного компрессора малой производительности. -Холодильная техника, 1969, №2, с.14 - 18.

13. Баренбойм А.Б., Шамшин В.М. Перспективы применения малогабаритных фреоновых турбоагрегатов в системах кондиционирования воздуха. - Судостроение, 1969, №4, с.15 - 18.

14. Баренбойм А.Б. Результаты испытаний малорасходной ступени фреонového центробежного компрессора. - В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1969, вып.8, с.26 - 30.

15. Баренбойм А.Б., Зеленовский В.Ф., Михальченко А.С. Экспериментальное исследование фреонového турбокомпрессора со встроенным высокоскоростным электродвигателем. - Холодильная техника, 1971, №7, с.4 - 7.

16. Баренбойм А.Б., Левит В.М. Аналитический метод обработки результатов испытаний холодильных центробежных компрессоров. - В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1971, вып.11, с.22 - 27.

17. Баренбойм А.Б. Экспериментальные характеристики фреоновой радиально-осевой турбины. - В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1971, вып.12, с.32 - 36.

18. Баренбойм А.Б., Лазарев Г.И., Трубников Ю.А. Технично-экономическое сравнение компрессоров для кондиционирования воздуха. - В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1971, вып.13, с.75 - 80.

19. А.с. 347507 (СССР). Способ смазки высокоскоростных подшипников качения / А.Б.Баренбойм, В.Ф.Зеленовский, Б.А.Минкус. Оpubл. в Б.И., 1972, №24.

20. Баренбойм А.Б., Левит В.М., Гернер Г.А. Влияние критериев Re , M и k на характеристики ступени центробежного компрессора. - Энергомашиностроение, 1973, №2, с.20 - 22.

21. Баренбойм А.Б., Зеленовский В.Ф. Влияние ширины проточной части на характеристики малорасходного фреонového центробежного компрессора. - Холодильная техника, 1973, №11, с.10 - 15.

22. Баренбойм А.Б., Лазарев Г.И. Некоторые результаты испытаний высокоскоростного фреонového турбокомпрессора со встроенным мультипликатором. - В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1973, вып.17, с.44 - 48.

23. Баренбойм А.Б., Гернер Г.А. Характеристики фреонového центробежного компрессора с колесами различной ширины. - В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1973, вып.17, с.48 - 51.

24. Баренбойм А.Б., Лазарев Г.И. О параметрическом ряде малорасходных турбокомпрессоров для кондиционирования воздуха. - В кн.:

Холодильная техника и технология. Киев, 1974, вып.19, с.58 - 64.

25. Баренбойм А.Б. Малорасходные фреоновые турбокомпрессоры. - М.: Машиностроение, 1974. -224 с., ил.

26. Баренбойм А.Б., Левит В.М., Гернер Г.А. Работа центробежного компрессора на газах с различными физическими свойствами. -В кн.: Исследования в области компрессорных машин. Казань, 1974, с.231 - 236.

27. Баренбойм А.Б., Васильцов Э.А., Зеленовский В.Л. Влияние шероховатости каналов малорасходного центробежного компрессора на его характеристики. -Химическое и нефтяное машиностроение, 1974, №8, с.23 - 24.

28. Баренбойм А.Б., Зеленовский В.Л. Характеристики фреоновых центробежных компрессорных ступеней малой производительности. -В кн.: Холодильное машиностроение. М., Национальный комитет Международного института холода, 1975, с.85 - 89.

29. Левит В.М., Баренбойм А.Б. Анализ влияния физических свойств газов на работу ступени центробежного компрессора. -Химическое и нефтяное машиностроение, 1975, №3, с.11 - 13.

30. Баренбойм А.Б., Зеленовский В.Л., Гернер Г.А. Характеристики центробежных компрессорных ступеней с различной шириной проточной части при высоких числах М. -Энергомашиностроение, 1975, №3, с.16 - 18.

31. Баренбойм А.Б., Степанова Л.А. Результаты экспериментального исследования и доводки проточной части малорасходного фреонового турбокомпрессора. -В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1976, вып.23, с.27 - 30.

32. Баренбойм А.Б., Зеленовский В.Л. Создание фреоновых турбокомпрессоров со встроенными высокоскоростными электродвигателями. -В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1977, вып.24, с.22 - 27.

33. Баренбойм А.Б., Левит В.М., Зеленовский В.Л. Метод расчета малорасходных холодильных турбокомпрессоров на основе данных испытаний базовой ступени. -В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1978, вып.27.

34. Баренбойм А.Б., Зеленовский В.Ф., Шпортий Л.Г. Определение оптимального числа лопаток рабочего колеса холодильного турбокомпрессора. -В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, 1979, вып.28, с.34 - 36.

35. Баренбойм А.Б., Шлифштейн А.И. Газодинамический расчет холодильных центробежных компрессоров. - М.: Машиностроение, 1980. - 152 с., ил.

36. Minkus B.A., Barenboim A.B., Glinka L.L. Combined Heat-Utilizing Refrigerating Plants.- Comptes Rendus du XII Congrès International du Froid. Madrid, 1967, p.1-6.

37. Barenboim A.B., Minkus B.A. Matched Operation of the Compressor and the Turbine in the Heat-Powered Refrigeration Cycle.- Bulletin de l'Institut International du Froid, Annexe 8, 1969, p.69-75.

38. The Freon Centrifugal Compressors for Air-Conditioning on Transport /A.B.Barenboim, V.F.Zelenovsky, G.I.Lazarev etc.- Summaries of Papers to be presented before the XIII International Congress of Refrigeration. Washington, 1971, p.1-5.

БР 02121, Подл. к печати 23.04.81 г. Формат 60 x 84 1/16.
Объем 2 л. л. Заказ № 3040. Тираж 100 экз.
Гортипография Одесского облполиграфиздата, цех № 3,
Ленина, 49.