

М 47/136

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



На правах рукописи

КУПРИЯНОВ Александр Николаевич

РАЗРАБОТКА И ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИНТОВОГО
ДЕТАНДЕРА ДЛЯ СИСТЕМ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ СЕПАРАЦИИ
ПОПУТНОГО НЕФТЯНОГО ГАЗА

Специальность 05.04.03 – Машины и аппарат
холодильной и криогенной техники и систем
кондиционирования

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

Москва – 1988г.

Работа выполнена в Научно-исследовательском и конструкторском институте центробежных и роторных компрессоров НИИ турбокомпрессоров (г. Казань) и МВТУ им. Н.Э. Баумана.

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Сулов А.Д.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Дубенец В.Д.
кандидат технических наук, доцент
Корнев А.М.

Ведущее предприятие: ВНИИХолодмаш

Защита состоится "6" ИЮНЯ 1988г. в 16 час.
на заседании специализированного Совета К.053.15.07 в Московском высшем техническом училище им. Н.Э. Баумана по адресу:
107005, Москва, Б-5, Лефортовская набережная, д.1, корпус
факультета "Энергомашиностроение", ауд.406а.

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

Автор

Ваше
высылать
специализ

х просьба
ул., д.5,

Учен
специализ
кандидат

В.Н.

М471/36

Актуальность темы. Принятая XXVII съездом КПСС программа интенсификации развития народного хозяйства, направленная в первую очередь на создание и внедрение новой техники с высокими технико-экономическими показателями, требует решения ряда научных и технических задач. Создание высокоэффективных расширительных машин даст возможность успешно развивать ряд важнейших отраслей народного хозяйства, например, при использовании винтовых детандеров в системе кондиционирования, а также в отраслях промышленности, занимающихся добычей и переработкой нефти и газа, как на газоперерабатывающих заводах, так и непосредственно на нефтегазовых промыслах при производстве холода, используемого для получения газового конденсата и подготовки газа к транспорту. Наличие влаги и пыли в рабочем газе не позволяет использовать для этой цели турбодетандеры и поршневые детандеры. В этом случае наиболее целесообразно применение роторных расширительных машин, в частности винтовых детандеров.

Кроме того, использование винтовых детандеров для получения холода имеет ряд преимуществ, а именно: малый вес и габариты, эффективность работы при значительных изменениях параметров газа на входе в детандер, простота в изготовлении и эксплуатации, простота регулирования производительности и др. В связи с этим исследование, направленное на разработку и совершенствование винтовых детандеров, является актуальной задачей.

Цель работы - создание высокоэффективного винтового детандера для систем низкотемпературной сепарации попутного нефтяного газа и систем кондиционирования воздуха. В соответствии с этим было предусмотрено решение следующих задач:

- разработать математическую модель рабочего процесса винтового детандера с газожидкостным рабочим телом, учитывающую конденсацию части рабочего тела в процессе расширения;
- разработать опытный образец винтового детандера и провести экспериментальное исследование;
- разработать практические мероприятия по повышению эффективности винтовых детандеров и рекомендации для проектирования.

Научная новизна и практическая ценность. Предложена физическая модель процесса расширения газожидкостной смеси, происходящего с конденсацией части паровой фазы смеси. Разработана

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1471136

Куприянов А.Н. Разработка



математическая модель, учитывающая конденсацию паровой фазы в процессе расширения, а также гидравлические потери в окнах входа и выхода, удовлетворительно отражающая действительный рабочий процесс винтового детандера. Проведено расчетное исследование влияния геометрических и режимных параметров на энергетические показатели ВД. Проведена экспериментальная проверка расчетной модели, доказана её адекватность действительному рабочему процессу. Приведена методика определения величин изменения профильных зазоров между роторами на основе экспериментальных зависимостей температурного состояния рабочих органов ВД. Использование разработанной математической модели и программы расчета на ЭВМ позволяет существенно сократить объем исследовательских и конструкторских работ при создании винтовых детандеров различного назначения. Математическая модель использовалась при разработке первого промышленного образца детандер-компрессорного агрегата ГВ-50/7-7. По результатам теоретического и экспериментального исследований даны практические рекомендации по выбору таких параметров, как геометрическая степень расширения, параметры окна входа и выхода, оптимальная частота вращения роторов. Предложены пути повышения эффективности винтовых детандеров.

Внедрение работы в промышленности. По результатам работы создан промышленный детандер-компрессорный агрегат ГВ-50/7-7, предназначенный для работы в составе блочно-комплектной установки низкотемпературной обработки нефтяного газа. Детандер-компрессорный агрегат принят междуведомственной комиссией и рекомендован к серийному производству с аттестацией по высшей категории качества.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы докладывались:

- на отчетной научно-технической конференции КХТИ им.С.М.Кирова (Казань, 1984);
- на научно-технических семинарах кафедры "Криогенная техника и кондиционирование" МВТУ им.Н.Э.Баумана;
- на УП Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению (Казань, 1986);
- на Всесоюзной научно-практической конференции "Интенсификация производства и применения искусственного холода" (Ленинград, 1986).

Публикации. По теме диссертации опубликовано четыре печатных работы. Получено одно авторское свидетельство и одно положительное решение Госкомизобретений. Основные разделы диссертации изложены также в двух научно-исследовательских отчетах.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы и приложения. Содержит 115 страниц основного машинописного текста, 60 иллюстраций и одну таблицу. Список литературы содержит 95 наименований работ.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе приведен обзор работ по теоретическим и экспериментальным исследованиям винтовых машин. Рассмотрены методы расчета винтовых машин, определены цели и задачи исследования.

Развитие винтовых машин, появившихся сравнительно недавно, шло в направлении развития винтовых компрессоров, которые находят все более широкое применение в различных областях промышленности. В настоящее время винтовые компрессоры выпускают около 60 фирм в 15 странах мира. Значительные успехи, достигнутые в последние два десятилетия в винтовом компрессоростроении, позволили этим машинам успешно конкурировать с поршневыми и центробежными компрессорами. Они получены за счет:

- разработки и внедрения асимметричных профилей, позволивших повысить КПД винтовых компрессоров на 7+10% по сравнению с используемыми ранее круговыми профилями;
- разработки и внедрения экономичных способов регулирования производительности, что улучшило энергетическое совершенство машины при переменной производительности;
- использования привода за ведомый ротор, что позволило улучшить энергетические и весо-габаритные показатели компрессоров малых баз;
- уменьшения абсолютной величины профильных зазоров при нарезке винтов и нанесения на винтовую часть роторов специальных покрытий в компрессорах сухого сжатия.

Теория зацепления винтов, методы расчета их геометрических характеристик, исследование влияния профилей зубьев на показатели компрессора разработаны в трудах П.А.Андреева, И.А.Сакуна, А.И.Шварца.

Первые, и достаточно обстоятельные, исследования винтового детандера были выполнены В.И.Ардашевым и А.М.Кореневым. Ими был предложен аналитический метод расчета рабочего процесса и ряд мероприятий, направленных на повышение эффективности машины. Проблемам использования винтовых детандеров для систем кондиционирования воздуха и низкотемпературной сепарации попутного нефтяного газа посвящены также работы А.Д.Суслова, Ю.Д.Фролова, В.В.Лубенца, Г.Э.Зарницкого, Л.А.Репина, Р.А.Чернина и других специалистов МВТУ им.Н.Э.Баумана и КТИ.

Наличие жидкой фазы в потоке рабочего тела и его частичная конденсация, происходящая в процессе расширения, обуславливают сложность физических процессов, происходящих в рабочей полости детандера, и значительные трудности при разработке математической модели такого процесса. Математическое описание таких процессов требует проведения широкого комплекса теоретических и экспериментальных исследований. Примером таких исследований могут являться работы Г.И.Воронина, А.Д.Суслова, В.И.Елифановой, В.И.Прохорова, В.И.Ардашева, А.М.Коренева, Ю.Д.Фролова, Ю.А.Новосельского, В.В.Игнатова и др., посвященные исследованию процесса детандерного расширения влажного воздуха в системах кондиционирования.

Проведенный обзор показал, что отсутствуют математические модели винтового детандера, учитывающие конденсацию части рабочего тела и влияние конденсации на процессы, протекающие в элементах машины.

На основании проведенного анализа и в соответствии с целью были определены основные задачи работы.

Вторая глава посвящена разработке математической модели рабочего процесса винтового детандера. Рассматривается принцип действия машины и отмечается, что при расширении влажных газов и многокомпонентных смесей природных газов, а также при расширении газов, содержащих капельную жидкость, происходит частичная конденсация паровой фазы и интенсивный теплообмен между газом и жидкостью. При этом температура рабочего тела выше температуры сухого газа в процессе расширения из-за выделений теплоты фазовых переходов.

Термодинамически строгое исследование таких процессов является весьма сложной задачей. При решении прикладных задач, связанных с расчетом конкретных машин, возможно введение неко-

торых допущений, значительно упрощающих математическую модель рабочего процесса. Так, например, достаточно высокая скорость вращения роторов винтового детандера обеспечивает интенсивное дробление и перемешивание капель жидкости как поступающей в рабочую полость вместе с газом, так и образующейся в процессе расширения рабочей среды. В этом случае можно допустить, что двухфазный поток находится в тепловом, динамическом и массовом равновесии, то есть система "газ-жидкость" находится в состоянии равновесия. Образовавшуюся смесь будем рассматривать как псевдосухой газ, обладающий некоторыми средними свойствами, и к которому применимы уравнения состояния для однофазной среды. Для такой модели рабочего процесса применима теория гомогенного течения, значительно облегчающая процесс исследования двухфазных потоков. Так, например, использование теории гомогенного течения дало положительные результаты при проведении А.Л.Верным исследования рабочего процесса винтового маслозаполненного компрессора. Замена процесса расширения влажного воздуха процессом расширения псевдосухого воздуха, учитывающим изменения, связанные с фазовым переходом водяного пара, была использована В.И. Епифановой для разработки метода оценки влияния влажности воздуха на эффективность работы турбодетандера.

В работа получены уравнения состояния и изоэнтروпического расширения псевдосухого газа, которые являются уравнениями теоретического рабочего процесса ВД.

Уравнение состояния псевдосухого газа записано в виде:

$$pV = M_{см} R_{см} T,$$

где $M_{см} = M_r + M_{ж}$ - масса смеси; $M_r, M_{ж}$ - масса газовой и жидкой фазы в смеси соответственно.

Уравнение изоэнтропы получено из условия, что приращение энтропии псевдосухого газа равно сумме приращений энтропий газовой фазы, жидкой фазы и теплоты конденсации

$$dS_{см} = dS_r + dS_{ж} + dS_k$$

Уравнение изоэнтропы псевдосухого газа в координатах p, v записано в виде:

$$pv^{\kappa_{см}} = const,$$

где показатель изоэнтропы равен

$$\kappa_{см} = \frac{C_{pr} g_r + C_{ж} g_{ж} + (C_k - C_{pr}) g_k}{C_{pr} g_r + C_{ж} g_{ж} + (C_k - C_{pr}) g_k - R_r}$$

где C_{pg} , C_m , C_k — теплоемкости газа, жидкости и конденсата соответственно.

Для случая расширения реального газа получены уравнения, в которые введены коэффициент и функции сжимаемости. Действительный рабочий процесс ВД относится к термодинамическим процессам с переменной массой рабочего тела в парной полости. Это обусловлено наличием гарантированных зазоров между рабочими полостями, через которые происходит перетекание газа из полостей с более высоким давлением в полости с более низким давлением. В связи с этим методы расчета объемных машин, основывающиеся на принципах термодинамики постоянной массы и использующие уравнения политропических процессов, неприемлемы для исследования и расчета винтовых машин.

В основу расчетной модели положено решение системы дифференциальных уравнений, описывающих состояние газа в детандере. При составлении этих уравнений учитывались следующие факторы, обусловленные конструктивными особенностями ВД:

- изменение массы газа в полости происходит за счет поступления массы газа $dM_{обх}$ из окна входа, от перетекания массы газа $dM_{бх}$ через зазоры из позади идущих полостей, от перетекания массы газа $dM_{бых}$ через зазоры впереди идущие полости и окно выхода, от выхода (или входа) массы газа $dM_{о\ бых}$ в окно выхода;

- температура газа в полости dT меняется за счет изменения объема полости и массы газа dT_v , поступления в рассматриваемую полость газа с иной температурой $dT_{бх}$, теплообмена газа со стенками рабочей полости dT_r , за счет выделения теплоты при конденсации паровой фазы dT_k ;

- изменение давления в полости происходит от изменения массы газа dM , температуры dT и объема dV .

Площади окон входа и выхода, объем рабочей полости и длины щелей между полостями являются величинами, переменными по времени. Предполагается, что рабочим телом является псевдосухо́й газ, газовая постоянная и показатель изэнтропы которого определяются по полученным в работе зависимостям.

Дифференциальные уравнения действительного рабочего процесса винтового детандера имеют вид:

$$dM = dM_{обх} + dM_{бх} - dM_{бых} - dM_{о\ бых};$$

$$dP = \frac{1}{V} (ZMR dT + ZR T dM - P dV);$$

$$dT = T_i (K_i - 1) \left(\frac{dM_{o\delta x} + dM_{\delta x} - dM_{\delta oix} - dM_{o\delta oix}}{M_i} - \frac{H_i \eta_i F(\varphi_i) d\tau}{V_i} \right) +$$

$$+ \frac{dM_{\delta x} C_{p\delta x} (T_{\delta x} - T_i)}{M_i C_{pi} + dM_{\delta x} C_{p\delta x}} + \left[\frac{\alpha F_{cr} (T_{cr} - T_i) d\tau + z_n (g_{ri} M_i - g_{ri+1} M_{i+1})}{M_i C_{vi}} \right]$$

где K - показатель изэнтропии смеси; R - газовая постоянная смеси; C_p , C_v - теплоемкость смеси в полости при постоянном давлении и объеме соответственно; T_i , $T_{\delta x}$ - температура в полости и температура газа, притекающего в полость, соответственно; T_{cr} - средняя температура стенок; α - коэффициент теплоотдачи; z_n - теплота фазового перехода; η_i - частота вращения ведущего ротора; φ_i - угол поворота ведущего ротора.

Для влажного воздуха последнее уравнение записано в виде:

$$dT = T_i (K_i - 1) \left(\frac{dM_{o\delta x} + dM_{\delta x} - dM_{\delta oix} - dM_{o\delta oix}}{M_i} - \frac{H_i \eta_i F(\varphi_i) d\tau}{V_i} \right) +$$

$$+ \frac{dM_{\delta x} C_{p\delta x} (T_{\delta x} - T_i)}{M_i C_{pi} + dM_{\delta x} C_{p\delta x}} + \frac{1}{M_i C_{vi}} \left\{ \alpha F_{cr} (T_{cr} - T_i) d\tau + \right.$$

$$\left. + z_n \left[\frac{M_i}{1 + \frac{R_{\eta i}}{R_{\eta}} \left(\frac{P_i - P_{\eta i}}{P_{\eta i}} \right)} - \frac{M_{i+1}}{1 + \frac{R_{\eta i+1}}{R_{\eta i+1}} \left(\frac{P_{i+1} - P_{\eta i+1}}{P_{\eta i+1}} \right)} \right] \right\},$$

где R_r , R_n - газовая постоянная сухого газа и водяного пара соответственно; P_n - давление насыщения.

Полученные уравнения решались численным методом. В результате расчетов определялось изменение массы, температуры и давления в течение всего рабочего процесса. Для проведения расчетов были определены величины действительных зазоров между рабочими органами детандера, зависимости геометрических параметров проточной части от угла поворота роторов, коэффициенты расхода через щели и газораспределительные окна, составлена схема внутренних перетечек газа.

Конечным результатом расчета является получение расчетной индикаторной диаграммы, определение индикаторной мощности, холодопроизводительности, адиабатного КПД $\eta_{ад}$ и коэффициента уте-

В третьей главе изложены результаты экспериментальных исследований рабочего процесса винтового детандера. Приводится описание экспериментального стенда, системы измерений, методики исследований, дается оценка ошибок в определении основных параметров детандера.

Экспериментальный винтовой детандер выполнен на четвертой базе типоразмерного ряда винтов винтовых компрессоров. Корпус детандера сварной, изготовлен из стали 12Х18Н10Т. Наружный диаметр роторов $d_1 = d_2 = 0,16$ м, относительная длина роторов

$l/d = 0,9$, профиль зубьев асимметричный. Окна входа и выхода выполнены в сменных проставках, установленных со стороны торцов роторов и в цилиндрических расточках корпуса.

Для отбора и измерения мощности, развиваемой детандером, был спроектирован и изготовлен дисковый гидротормоз. Получены зависимости коэффициента утечек и адиабатного КПД в функции степени расширения π_p и частоты вращения ведущего ротора n . Стенд позволил провести исследования в диапазоне частот вращения ведущего ротора $78-133$ с⁻¹ и степеней расширения $2...7$. Определение влияния размеров окна входа осуществлялось изменением геометрической степени расширения $\varepsilon_r = 2; 3; 4; 5$. Было определено влияние на характеристики детандера торцевого и цилиндрического расположения окна выхода и величины зазоров между рабочими органами.

Максимальный адиабатный КПД $\eta_{ad} = 0,76$, получен при $\pi_p = 3$, $\varepsilon_r = 2$, $n = 133$ с⁻¹; при $\pi_p = 5$, КПД $\eta_{ad} = 0,71$, получен для $\varepsilon_r = 3$ и $n = 133$ с⁻¹.

Сравнение экспериментальных характеристик детандера с расчетными подтвердило адекватность разработанной математической модели. Качественно характер экспериментальных и расчетных кривых полностью совпадает во всем диапазоне исследуемых параметров. Количественное различие составляет не более 5%.

Индицирование рабочего процесса проводилось пьезокерамическими датчиками давления, установленными во впадинах ведущего и ведомого роторов. Методика индицирования, используемая при исследовании, позволила получить полные индикаторные диаграммы детандера на различных режимах его работы. Анализ индикаторных диаграмм показал, что действительный процесс расширения значительно отличается от изоэнтальпийного. Процесс наполнения про-

исходит с существенным изменением давления в рабочей полости, зависящим от параметров проточной части и режима работы детандера. Изменение давления в процессе выталкивания незначительно вследствие того, что гидравлические потери практически отсутствуют.

Индикаторные диаграммы были использованы для определения средних величин коэффициентов расхода газа через щели между рабочими органами и окно входа. Средний коэффициент расхода через щели рассматриваемой полости определяется за промежуток времени $\Delta \tau$, соответствующий изменению угла поворота ведущего ротора $\Delta \varphi$ по формуле

$$M_{\text{щ}} = \frac{M_{\partial}}{M_{\tau}},$$

где M_{∂} — действительная величина утечек из рабочей полости;

M_{τ} — теоретически возможный расход газа через щели при заданном перепаде давлений между полостями.

Для случая докритического истечения теоретический расход газа через щель находится из уравнения неразрывности, представленного в виде:

$$M_{\tau} = \frac{1}{2\pi n_1} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P_i(\varphi) \sqrt{\frac{2K}{RT_i(\varphi)(K-1)}} \left[1 - \frac{P_{i+1}(\varphi)^{\frac{K-1}{K}}}{P_i(\varphi)} \right] F_{\text{щ}}(\varphi) d\varphi$$

Для случая критического истечения:

$$M_{\tau} = \frac{1}{2\pi n_1} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P_i(\varphi) \sqrt{\frac{2K}{RT_i(\varphi)(K-1)}} F_{\text{щ}}(\varphi) d\varphi,$$

где $P_i(\varphi)$, $T_i(\varphi)$, $P_{i+1}(\varphi)$, $F_{\text{щ}}(\varphi)$ — соответственно зависимости давления и температуры в i -ой парной полости, давление в смежной полости, куда происходит перетекание газа, и площади проходного сечения щелей, соединяющих парную полость со смежной, от угла поворота ведущего ротора за рассматриваемый промежуток времени.

Приведенные уравнения действительны при допущении, что процесс истечения газа адиабатический. Зависимости $P_i(\varphi)$, $P_{i+1}(\varphi)$ определяются по экспериментальным индикаторным диаграммам. Зависимость $T_i(\varphi)$ определяется по уравнению политропы.

Действительное количество газа, утекающего через щели за промежуток времени $\Delta \tau$, в течение которого ведущий ротор повернется на угол $\Delta \varphi$, определяется по балансу масс

$$M_{\partial} = M_{\varphi} - M_{\varphi+\Delta\varphi} + M_{\text{пр}\varphi+\Delta\varphi}.$$

Количество газа в парной полости в начале промежутка времени Δt определяется по уравнению:

$$M_{\varphi} = \frac{P_{\varphi} V_{\varphi}}{R T_{\varphi}},$$

где P_{φ} , T_{φ} , V_{φ} — давление и температура в парной полости и объем парной полости, соответствующие углу поворота φ .

Коэффициент расхода является функцией критерия подобия Рейнольдса, который определяется по уравнению:

$$Re_{\omega} = \frac{W_{\omega} d_r}{\nu} = \frac{4 M_{\varphi} F_{\omega}}{\rho \nu \Pi_{\omega} \int_0^{\varphi} F_{\omega}(\varphi) d\varphi},$$

где $W_{\omega} = M_{\varphi} / \rho \int_0^{\varphi} F_{\omega}(\varphi) d\varphi$ — средняя скорость газа в щели;

ρ — средняя плотность газа; $d_r = 4 F_{\omega} / \Pi_{\omega}$, F_{ω} , Π_{ω} — гидравлический диаметр, площадь и периметр щели; ν — коэффициент кинематической вязкости газа.

Средний коэффициент расхода учитывает влияние таких факторов, как сужение струи, шероховатость и подвижность стенок, образование щели, остроту входных и выходных кромок, пульсацию потока газа и др. Аналогично определяется средний коэффициент расхода через окно входа.

Экспериментально определены температуры роторов и корпуса винтового детандера. Полученные зависимости изменения температуры роторов аппроксимируются уравнениями:

$$T_{p6x} = T_{6x} + 0,05 T_{60ix} - 41,$$

$$T_{p60ix} = 0,7 T_{60ix} + 90$$

Величины изменения профильных зазоров между роторами от тепловых деформаций вычислялись по уравнению:

$$\Delta \delta(\varphi) = \alpha_p \Delta t_{6u} C_1(\varphi) + \Delta t_{6u} C_2(\varphi) + \alpha_k \Delta t_k C_3(\varphi)$$

Коэффициенты $C_1(\varphi)$, $C_2(\varphi)$, $C_3(\varphi)$ определялись из уравнения зацепления для асимметричного профиля винтов. В результате расчетов получены зависимости величины изменения зазоров в торцевом сечении для всех участков профиля зубьев роторов винтового детандера от угла поворота ведущего ротора.

В четвертой главе на основании результатов расчетного исследования проведен анализ влияния отдельных составляющих потерь действительного рабочего процесса на его основные конструктивные и режимные параметры на его основные внешние характеристи-

ки λ и η_{ad} .

Основное влияние на адиабатный КПД детандера оказывают потери, обусловленные следующими причинами:

- гидравлическим сопротивлением газораспределительных окон;
- перетечками газа через зазоры между рабочими полостями;
- несовпадением внутренней и внешней степеней расширения;
- теплообменом газа со стенками рабочей полости.

Гидравлические потери приводит к снижению производительности детандера, повышению температуры газа в патрубке выхода и, в конечном итоге, к снижению холодопроизводительности и КПД. Потери в окнах увеличиваются с увеличением частоты вращения роторов и уменьшением площади окон. Основное влияние оказывают потери в окне входа, например, для экспериментального детандера они составляют до 5% потерь КПД в рабочем диапазоне параметров. Гидравлические потери в окне выхода составляют менее 1% и не оказывают существенного влияния на характеристики детандера.

Наибольшее влияние на эффективность работы ВД оказывают перетечки газа через зазоры. Так, увеличение средней величины зазоров $\delta_{cp} = 0,7 \cdot 10^{-4}$ м в 1,5...2 раза приводит к увеличению величины коэффициента на 25...45% и снижению КПД на 10...15% и, наоборот, уменьшение величины зазоров приводит к заметному повышению КПД и снижению коэффициента утечек. На частотах вращения ниже оптимальной эти зависимости проявляются еще более заметно. При этом наибольшее влияние оказывают зазоры в профильном зацеплении зубьев винтов.

Общее количество теплоты, подводимой к находящемуся в рабочей полости газу, определялось на основе экспериментальных данных, по тепловому состоянию рабочих органов детандера, как сумма количеств теплоты, поступающей от стенок корпуса и поверхности роторов. С увеличением холодопроизводительности детандера потери от теплопритоков снижаются. Так, например, для экспериментального детандера при $\eta_i = 60$ л/с и $\pi_p = 2,0$ потери составляют 5%, а при $\eta_i = 160$ л/с и $\pi_p = 7,0$ величина потерь уменьшается до 1%. Результаты исследований показали, что при использовании принудительной системы смазки подшипников и шестерен связи, потери от теплопритоков составляют не более 3% в рабочем диапазоне параметров.

Окружная скорость на наружном диаметре винтов, наряду с параметрами газа на входе и выходе детандера, является основным

режимным параметром, определяющим эффективность работы ВД. Проведенный численный анализ показал, что оптимальный диапазон окружающих скоростей при работе на воздухе составляет 65...80 м/с. При работе на газах, значительно отличающихся по своим теплофизическим свойствам от воздуха, указанный диапазон окружающих скоростей также расширяется. Винтовые детандеры могут работать в широком диапазоне частот вращения $n_1 = (50...400)$ 1/с с достаточно высоким КПД. В качестве нагрузочного устройства могут быть использованы компрессоры как объемного действия, например, винтовые, так и кинетического, например, центробежные. КПД детандера существенно зависит от соответствия геометрической ε_r и внешней π_p степеней расширения. Каждой степени расширения π_p соответствует свое оптимальное значение ε_r . При отклонении ε_r от оптимальной величины в 1,5 раза КПД детандера снижается на (5...15)%. При незначительном отклонении величины ε_r в пределах (5...10)% от $\varepsilon_{r\text{ опт}}$, КПД снижается незначительно — не более 1...2%.

Результаты исследований ВД были использованы при создании первого промышленного агрегата детандер-компрессор ГВ-50/7-7, предназначенного для работы в составе блочно-комплектной установки, используемой для низкотемпературной обработки полутного нефтяного газа.

Опытный образец агрегата прошел приемочные межведомственные испытания и рекомендован к серийному производству. Результаты испытаний показали, что параметры агрегата близки к расчетным.

Приемочная комиссия отметила высокий технический уровень агрегата, аттестовала его по высшей категории качества и отметил также его достоинства, как надежность работы при наличии капельной жидкости и механических примесей в газе, блочность поставки, отсутствие мультипликатора, возможность унификации, высокие энергетические показатели.

ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель рабочего процесса винтового детандера, в которой процесс расширения газожидкостной смеси рассматривается как расширение псевдосухога газа и описывается уравнениями, подобными уравнениям для однофазной среды. Это позволило достаточно точно, и вместе с тем достаточ-

но просто, описать процессы в детандере и использовать математическую модель для расчета и оптимизации винтовых детандеров.

2. Созданы экспериментальный образец винтового детандера и стенд для его исследования. Результаты исследования подтвердили адекватность математической модели реальному объекту. Проведено индичирование рабочего процесса детандера. На основе использования индикаторных диаграмм определены средние коэффициенты расхода через щели между рабочими органами и окна входа детандера в зависимости от числа Рейнольдса.

3. Проведено термометрирование рабочих органов детандера и получены эмпирические зависимости для оценки их теплового состояния. Определены величины изменения профильных зазоров от тепловых деформаций, с учетом которых рассчитывались внутренние перетечки газожидкостной смеси через щели между полостями детандера.

4. Результаты проведенных исследований позволили разработать общие выводы и рекомендации для повышения экономичности и надежности работы детандера:

4.1. Диапазон оптимальных окружных скоростей на наружном диаметре ведущего ротора составляет: $U_1 = 65...80$ м/с;

4.2. Наиболее рационально использование винтовых детандеров в диапазоне степеней расширения $\pi_p = 2...7$. Максимальное отклонение геометрической степени расширения ε_r от номинальной величины должно быть не более 10% в сторону увеличения ε_r и не более 15% в сторону уменьшения, с учетом того, что перерасширение газа в рабочей полости оказывает большее отрицательное влияние на экономичность детандера, чем недорасширение;

4.3. Наибольшее влияние на рабочий процесс ВД оказывают перетечки газа через зазоры между рабочими органами. Поэтому, учитывая, что в отличие от винтовых компрессоров зазоры в работающем детандере увеличиваются по сравнению с монтажными, целесообразно снижать зазоры до минимальных размеров, например, за счет нанесения уплотняющего покрытия;

4.4. Окно выхода целесообразно выполнять на цилиндрической части расточки корпуса детандера; это позволяет снизить теплопритоки к газу от подшипниковых узлов и повысить КПД детандера на 1...3%, а также улучшить весогабаритные показатели за счет уменьшения габаритов камеры выхода;

4.5. Форма и размеры окна выхода должны профилироваться с

тем условием, чтобы при наибольшем проходном сечении окна обеспечить изоляцию полости расширения от камеры выхода до конца процесса расширения. Для винтов типоразмерного ряда центральные углы, определяющие положение кромок окна выхода, должны быть равны $\alpha_{1\text{вых}} = 280^\circ$, $\alpha_{2\text{вых}} = 275^\circ$.

5. Полученные рекомендации были использованы при разработке первого промышленного детандер-компрессорного агрегата ИВ-50/7-7, предназначенного для работы в составе блочно-комплектной установки низкотемпературной обработки нефтяного газа. Опытный образец агрегата прошел приемочные межведомственные испытания и рекомендован к серийному производству. Годовой экономический эффект от использования составляет 220 тыс.руб. на I агрегат.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Верный А.Л., Куприянов А.Н. Экспериментальное определение коэффициентов расхода газомасляной смеси через щели и окно нагнетания винтовых маслозаполненных компрессоров // Проектирование и исследование компрессорных машин. - Казань, 1982. - С.9-17.

2. Куприянов А.Н., Суслов А.Д. Исследование рабочего процесса винтового детандера // Тезисы докладов УП Всесоюзной науч.-техн. конф. по компрессоростроению. - Казань, 1986. С.165.

3. Верный А.Л., Хисамеев И.Г., Куприянов А.Н. Исследование винтового компрессора с приводом за ведомый ротор // Тезисы докладов VI Всесоюзной науч.-техн. конф. по компрессоростроению. - Л., 1981. - С.114.

4. Куприянов А.Н. Расчет изменения профильных зазоров от тепловых деформаций рабочих органов винтового детандера // Тезисы докладов Всесоюзной науч.-практ. конф.: Интенсификация производства и применения искусственного холода. - Л., 1986. С.22-23.

5. А.с.545749 СССР, МКИ³ F 01C 1/08. Роторная объемная машина / И.Г.Хисамеев, А.И.Абайдуллин, А.Н.Куприянов. - № 2064321/06; Заявл.04.10.74; Опубл.05.02.77, Бюлл.№ 5 // Открытия. Изобретения. Товарные знаки. Промышленные образцы. - 1977. - № 5. - С.115.

Подписано к печати 18.04.88

№ 11-46185

Объем 1 в.л.

Тираж 100 экз.

Ротапринт МВТУ

Зав. 4/71

16

