М 308655

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

М о с к о в с к о е
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ФЕДОРЕНКО Сергей Викторович

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА В ЦИЛИНДРАХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

(Специальность 05.04.03. Гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники)

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

Москва 1977

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

М о с к о в с к о е
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ФЕДОРЕНКО Сергей Викторович

М308655

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА В ЦИЛИНДРАХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

(Специальность 05.04.03. Гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники)

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1308655
Федоренко С.В. Исследовани

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

Москва 1977

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

Научные руководители – доктор технических наук,
профессор Лубенец В.Д.
кандидат технических наук,
доцент Пластинин П.И.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Суслов А.Д.
кандидат технических наук Беленький А.А.

Ведущее предприятие – Пензенский компрессорный завод

Автореферат разослан "2" сентября 1977 г.

Защита состоится "31" октября 1977 г. на заседании специализированного Совета по гидравлическим, холодильным, криогенным и вакуумным машинам и аппаратам Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва Б-5, 2-ая Бауманская 5.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просьба высылать по указанному адресу.

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

Ученый секретарь специализированного
Совета, кандидат технических наук, доцент

/Козлов В.Н./

...6, Подписано к печати 22/VI-77, Объём 1 п.л., тип.МВТУ, Зак.№1124
Тир. 100

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Поршневые компрессоры общего назначения (ПКОН) являются основными источниками питания пневмооборудования производственных процессов. В настоящее время в компрессоростроении осуществляется перевод компрессоров на новый по поршневому усилию ряд поршневых баз и начата замена ПКОН машинами с повышенным конечным давлением нагнетания. Особенностью ПКОН является ограничение Правилами безопасной эксплуатации и существующим ГОСТом температуры нагнетаемого газа. Известные методы термодинамического расчета и уровень математического моделирования не удовлетворяют задачам проектирования новых типов экономичных компрессоров с учетом ограничения по температуре нагнетания. Температура нагнетаемого воздуха определяется условиями протекания рабочего процесса ступени, а именно - изменением температуры газа. Поэтому задача исследования и установление закономерностей изменения температуры газа в цилиндрах ПКОН является актуальной.

Цель работы. Создание математической модели для определения текущей температуры газа в рабочей полости и теплового режима стационарного поршневого компрессора общего назначения двойного действия.

Методы исследования. В работе использованы методы: идентификации динамики рабочего процесса по экспериментальным данным, теоретического анализа и экспериментального исследования.

Научная новизна. Предложен метод построения математических моделей поршневых компрессоров для моделирования текущих параметров газа в рабочей полости. Метод основан на использовании условных динамических коэффициентов расхода и теплоотдачи, получаемых из модели путем идентификации динамики рабочего процесса ступени по экспериментальным данным, и предназначен для компенсации неточностей моделирования, которые возникают при описании нестационарных процессов методами квазистационарной теории и термодинамики.

Практическая ценность. Для ПКОН разработана методика оценивания условных динамических коэффициентов расхода и теплоотдачи и их уравнений по заданной структуре модели и результатам экспериментальных наблюдений за изменением температур и давлений во всех полостях ступени и за динамикой клапанных пластин.

Для ПКОН двойного действия получены оценки значений условных динамических коэффициентов, структур и постоянных коэффициентов их уравнений. Создана специальная математическая модель ступени и доказана возможность моделирования текущей температуры газа и динамических тепло- и массообмена в рабочей полости методами квазистационарной теории с использованием условных динамических коэффициентов расхода и теплоотдачи. Разработана методика моделирования ступени ПКОН с учетом ограничения по температуре нагнетания. По результатам моделирования установлены допустимые тепловые режимы ступеней ПКОН двойного действия.

Апробация и реализация результатов работы. Материалы исследования доложены на технических семинарах кафедры "Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты" МВТУ им.Н.Э.Баумана и включены в работу межвузовского научного семинара "Проблемы совершенствования объемных компрессорных машин" (Москва, 1977 г.). Результаты работы внедрены на Московском компрессорном заводе "Борец".

Объем и структура работы. Диссертация изложена на 126 страницах машинописного текста. Состоит из введения, пяти глав и основных выводов. Содержит 15 таблиц, 45 рисунков. Библиография включает 118 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе выполнен обзор научно-исследовательских работ, посвященных определению температурного состояния газа и теплового режима ступени ПКОН, произведены анализ состояния вопроса и постановка задачи исследования.

Показано, что текущая температура газа в цилиндре определяет совершенство рабочего процесса, а температура в процессе нагнетания - работоспособность ступени. Для стационарных ПКОН номинальная температура нагнетания согласно ГОСТа должна отвечать Правилам безопасной эксплуатации и не превышать 443 К.

Установлено, что при использовании методик термодинамического расчета Френкеля, Захаренко, Хлумского и др. для определения характерных температур процесса нагнетания по коэффициенту подогрева и показателям политроп, возникает неопределенность расчета, достигающая 40÷50 К. При этом никаких данных, связывающих температурное состояние газа с тепловым режимом

ступени не обнаружено.

Исследование тепловых режимов ПКОН нашло отражение в работах Прилуцкого, Семернина, Шестакова, Науменко. Но применение полученных ими результатов ограничено бескрейцкопфными компрессорами производительностью до 0,1 $м^3$/сек. Аналитические исследования Гагарина, Юркевского и Вартумяна по определению температур газа и стенок цилиндра требуют для своей реализации задания коэффициента теплоотдачи, для которого исследованный диапазон также ограничен машинами малой производительности. Использование краевой задачи в указанных целях затруднено отсутствием возможностей задания граничных условий и разделения тепловых потоков различного характера, поступающих в гильзу цилиндра.

Отмечено существование большого количества математических моделей поршневых компрессоров. Наиболее известны модели, авторами которых являются: Штейнгарт, Твалчрелидзе, MacLaren Benson и др. Но, согласно проводимым данным, указанные модели не обеспечивают моделирования текущих температур газа с достаточной точностью. Отклонение моделируемой температуры от действительной составляет 25÷30 К, что препятствует использованию математических моделей для определения температуры нагнетаемого газа.

В результате, существующие методы расчета и уровень математического моделирования не позволяют вести проектирование стационарных ПКОН с учетом ограничения по температуре нагнетания, т.е. не отвечают требованиям проектирования.

При анализе математических моделей поршневых компрессоров установлено, что несоответствие моделируемой текущей температуры реальному процессу не является признаком их несовершенства (существующие модели носят целевой характер и оправдывают свое назначение), для моделирования текущей температуры газа с учетом теплового режима необходимо создание специальной математической модели.

При рассмотрении особенностей общих принципов построения математических моделей рабочего процесса отмечается использование методов квазистационарной теории и термодинамики с одномерным характером переноса энергии и эмпирическими коэффициентами расхода и теплоотдачи. Оценка возможности моделиро-

рования нестационарной температуры газа существующими методами показала на несоответствие используемых в моделях коэффициентов принятой схематизации процессов, что приводит к искажению текущих параметров. Определение указанных коэффициентов обычными экспериментальными методами встречает непреодолимые затруднения. Единственно реальным в настоящее время методом их получения является идентификация (оценивание) по экспериментальным данным при заданной структуре модели.

Рассмотрены общие принципы идентификации динамических систем и сформулирована задача идентификации текущих параметров рабочего процесса ступени с помощью динамических коэффициентов расхода и теплоотдачи. Ее решение достигается использованием коэффициентов расхода и теплоотдачи, получаемых из модели при подстановке в нее действительных параметров динамики ступени. В качестве меры соответствия модели реальному процессу служат текущие параметры газа в цилиндре ступени и ее тепловой режим. Получаемые таким образом коэффициенты оказываются условными, так как служат не только коэффициентами пропорциональности в уравнениях тепло и массообмена, но и компенсируют приближенный характер всей модели. Соответствие процессам тепло и массообмена может быть установлено дополнительно.

Основные задачи работы:

I. Разработать метод установления величин и уравнений условных динамических коэффициентов теплоотдачи и расхода с использованием квазистационарной теории и идентификации динамики рабочего процесса по экспериментальным данным.

2. Создать экспериментальный стенд и получить на нем экспериментальные данные для осуществления оценивания коэффициентов расхода и теплоотдачи.

3. Осуществить оценивание по разработанной схеме и экспериментальным данным и получить обобщенные уравнения для условных динамических коэффициентов.

4. Определить экспериментально величины стационарного и динамического тепловых и массовых потоков в цилиндре компрессора и установить соответствие полученных условных коэффициентов реальным процессам тепло и массообмена.

5. Проверить адекватность полученных оценок для моделиро-

вания нестационарной температуры газа в цилиндре компрессора и получить практические рекомендации для расчета ступени с учетом температурного и теплового режимов.

Во второй главе приведен метод получения оценок условных динамических коэффициентов расхода и теплоотдачи и способ его реализации.

Определены требования, предъявляемые к структуре модели и схеме оценивания. Отмечены: целесообразность использования явных математических выражений для упрощения метода оценивания, необходимость наблюдаемости динамических параметров ступени и использования кольцевых клапанов для получения реальных оценок.

Указаны основные принципы схематизации реальных явлений в цилиндре компрессора. Структура модели построена на следующих допущениях: газовая среда непрерывна; рабочее тело однородно и представляет собой сухой воздух; воздух рассматривается как идеальный газ; кинетическая энергия газа в цилиндре не учитывается; для газа справедлив принцип квазистатичности взаимодействия с внешней средой; процессы в цилиндре квазистационарные; подвод энергии к рабочему телу одномерный; течение газа через клапаны и неплотности адиабатное и рассматривается как течение через эквивалентную по площади диафрагму с острой кромкой; движение пластин клапанов плоскопараллельное; теплообмен носит конвективный характер; теплоотдача не зависит от направления теплового потока; определяющей температурой является температура газа; изменение объема рабочей полости соответствует кинематике кривошипно-шатунного механизма при постоянной скорости вращения коленвала. Основными уравнениями являются: уравнение сохранения энергии; уравнение сохранения массы; уравнение состояния. Истечение через клапаны и уплотнения определяется по формуле для сходящегося сопла. Теплообмен рассчитывается по уравнению Ньютона.

Разработан метод оценивания численных значений условных динамических коэффициентов расхода и теплоотдачи по явным математическим выражениям на основании расчетно-экспериментального массового и энергетического баланса газа в полости цилиндра.

При использовании справочных и экспериментальных данных структура модели описывает динамику рабочего процесса ступени

компрессора с точностью до коэффициентов расхода и теплоотдачи. Справочными данными являются эмпирические коэффициенты для определения протечек через кольцевые уплотнения, температура стенок цилиндра и теплофизические свойства воздуха. Экспериментальному определению подлежат текущие значения давления и температуры во всех полостях ступени и динамика клапанных пластин. В этом случае однозначно определяются текущие значения расчетно-экспериментальных коэффициентов расхода и теплоотдачи

$$\hat{g}(\tau) = \frac{\text{/текущий баланс массы согласно уравнения состояния /}}{\text{/текущий теоретический баланс расхода через эквивалентные сечения /}} \qquad (1)$$

$$\hat{\alpha}(\tau) = \frac{\text{/текущий баланс энергии/}}{\text{/текущий теплообмен при единичной интенсивности теплоотдачи /}} \qquad (2)$$

Разработан метод оценивания уравнений для динамических коэффициентов расхода и теплоотдачи. Метод заключается в оценивании постоянных коэффициентов их уравнений известной структуры по целевым функциям при заданном критерии точности. Целевыми функциями являются расчетно-экспериментальные коэффициенты расхода и теплоотдачи.

Установлено, что структура коэффициента расхода может быть представлена выражением:

$$g(\tau) = \pm a\left[\frac{h(\tau)}{B}\right]^{x_1} \pm \beta\left[\frac{h(\tau)}{B}\right]^{x_2} + c \qquad (3)$$

где: $\frac{h(\tau)}{B}$ - текущее открытие клапана, отнесенное к ширине щели - B;

a, β, c - неизвестные постоянные коэффициенты, подлежащие оцениванию;

$x_1 = 1; 2$ и $x_2 = 0; 1$ - задаваемые показатели степени.

Задача оценивания сводится к отысканию значений постоянных коэффициентов a, β, c, при которых невязка между моделируемым коэффициентом расхода $\dot{g}(\tau)$ и расчётно-экспериментальным $\hat{g}(\tau)$ принимает минимальные значения

$$\xi = \hat{g}(\tau) - \dot{g}(\tau) = min \qquad (4)$$

Решение задачи достигается путем нахождения математических ожиданий коэффициентов a, β, c по массиву статистических данных $\hat{g}(\tau)$, $\frac{h(\tau)}{B}$ при заданных значениях x_i.

Структура уравнения коэффициента теплоотдачи задается критериальным уравнением

$$Nu(\tau) = A\,Re^{x}(\tau) \qquad (5)$$

где: A, x - неизвестные постоянные

Нелинейная задача оценивания заменяется эквивалентной линейной. Невязка между моделируемым $\dot{Nu}(\tau)$ и расчетно-экспериментальным коэффициентом $\hat{Nu}(\tau)$ представляется уравнением:

$$\xi = \ln\hat{Nu}(\tau) - a - x\ln\hat{Re}(\tau) \qquad (6)$$

линейным относительно неизвестных коэффициентов. Задача оценивания заключается в получении оценок коэффициентов a, x при которых сумма квадратов невязок минимальна. Решение задачи достигается составлением и вычислением матрицы оценивания. Для получения матрицы оценивания использованы известные методы поиска экстремальных решений.

При оценивании уравнений производится определение наилучшей структуры их составляющих (сочетаний показателей степени x_1 и x_2; характерной скорости и характерного размера в критерии Re). Показателем сравнения при выборе структур служит коэффициент вариации для моделируемых динамических коэффициентов расхода и теплоотдачи по отношению к расчетно-экспериментальным значениям.

Разработан алгоритм для реализации схемы оценивания на ЭВМ и составлена программа расчета. Программа составлена для ЭВМ "Минск-22М". В качестве входного алгоритмического языка использован автокод "инженер" (АКИ-400).

В третьей главе описана установка для проведения экспериментальных исследований, методика проведения и обработки эксперимента.

Для регистрации динамических параметров рабочего процесса ступени согласно задач исследования разработан экспериментальный стенд ЭКС-I на базе серийно выпускаемого компрессора 202 ВП 10/8. Стенд обеспечивает регулирование и измерение номинальных давлений и температур на всасывании и нагнетании ступеней, температуры и расхода охлаждающей воды, подачи смазки в цилиндры и производительности. Во всех полостях компрессора измеряются текущие значения температуры и давления, и регистрируется динамика клапанных пластин. Измерение динамичес-

кого давления производится электронным индикатором давления конструкции ВНИХИ. В комплект входят пьезокерамический датчик (модель № 5),катодный повторитель и усилитель мощности. Для измерения быстроменяющихся температур используется комплект приборов конструкции ВНИХИ. В комплект входит тонкопроволочный термометр сопротивления (модель № 2),измерительный мост и усилитель мощности. Запись перемещений пластин клапанов выполняется с помощью специально сконструированных малогабаритных индуктивных датчиков. Датчик состоит из корпуса,катушки индуктивности с обмоткой из 300 витков медной проволоки ϕ 6.10^{-5}м, ферритового экрана и выводных проводов с фторопластовой изоляцией - МГТФ 0,I. Габариты: ϕ 8.10^{-3}х20.10^{-3}м. Измерение перемещений производится по полумостовой схеме с помощью датчиков,установленных с двух сторон пластин.В измерительную схему включены тензоусилитель ТА-5 и магазины сопротивлений МС Р5I7-М класса 0,05. Для регистрирования электрических сигналов,характеризующих динамику измеряемых величин используется магнито-электрический светолучевой осциллограф Н700 М.

Установлена предельная погрешность измерения динамических величин.При уровне значимости 95,4 % обеспечиваются показатели точности измеряемых величин:среднее квадратическое отклонение для давления ± 0,28 %, для температуры ± 0,77 %, для перемещения пластин ± 2,55 %, при соответственных доверительных интервалах: 0,024 . $9,8.10^{4}$н/м^2; 3,I К; 0,I2 . 10^{-3} м.

Разработан экспериментальный стенд для определения стационарного и динамического тепловых потоков в полости цилиндра ЭКС-2. Установка, созданная на базе стенда для измерения динамических величин, дает возможность измерять характеристики теплового потока для поверхности поршня I ступени простого действия. Для определения периодического теплового потока использован метод гармонического анализа локальных температурных колебаний поверхности теплообмена с последующим интегрированием по узловым точкам. Регистрация колебаний температуры поверхности осуществляется с помощью специально сконструированных пленочных термометров сопротивления ПТС. Датчик состоит из чувствительной медной пленки М0б,резьбового корпуса из ковара 29НК,подложки из вакуумного стекла № 40 и выводов

из коваровой проволоки ϕ $0{,}2.10^{-3}$м. Размеры датчика I2 x 10.10^{-3}м; толщина пленки 4÷6.10^{-6}м; сопротивление 60÷70 ом; база 17.10^{-3}м; чувствительность 0,27÷0,43 ом/К Для измерения стационарного теплового потока сконструированы приемники теплового потока. Датчик представляет собой теплоизолированный по образующей стержень с известными теплофизическими свойствами и двумя термопарами хромель-капель на торцах. На поршне установлено 9 пленочных термометров сопротивления и 9 приемников теплового потока. Размещение датчиков выполнено с учетом тепловой симметрии ступени и последующей интерполяции и интегрирования. Для измерения колебаний температуры поверхности использована тензометрическая схема измерения. Она включает ПТС, тензометрический усилитель ТА-5, магазины сопротивлений МС Р5I7-М класса 0,05 и магнитоэлектрический осциллограф Н700М. Измерение перепада температур по толщине стенки производится компенсационным методом. В измерительную схему входят термопары, потенциометр постоянного тока ПП-63 и нультермостат.

Установлена предельная погрешность измерения температур и тепловых потоков. Предельная погрешность измерения колебания температуры поверхности с амплитудой не менее I К составляет ± II,5%. При измерении перепада температур не менее 2,5 К предельная погрешность равна ± 8%. При уровне значимости 95,4% обеспечиваются следующие показатели точности измеряемых тепловых потоков; для стационарного ± 6,4%, для динамического ± I0%, при соответственных доверительных интервалах: 7,8 дж и I8,4 дж.

В четвертой главе приведены данные экспериментального исследования рабочего процесса, результаты идентификации условных динамических коэффициентов расхода и теплоотдачи.

При исследовании стационарного и динамического теплового режима установлено, что температурный напор на поверхностях составляет 0,8÷I,2 К, а амплитуда колебаний рабочей поверхности не превышает 0,I05 К. Средняя скорость теплового потока через поверхность теплообмена составляет 0,858 квт, а текущая скорость теплового потока на внутренней поверхности поршня изменяется от + 0,8I до - I,22 квт. Масляная пленка увеличивает

температурный напор в 2,5 раза, при этом относительное снижение стационарного теплового потока не превышает 3%. Величина демпфирования масляной пленкой динамического теплового потока достигает 250%.

Анализ полученных данных показал, что при расчете стационарного теплового режима тепловое сопротивление масляной пленки может не учитываться. Моделирование динамического теплового потока и текущей температуры газа должно производиться с учетом тепловой активности масла. Влияние масла на динамику рабочего процесса может учитываться с помощью расчетно-экспериментального коэффициента теплоотдачи. При моделировании нестационарной температуры газа в полости цилиндра определение динамического теплового потока и коэффициента теплоотдачи с точностью 40÷50% является достаточным.

При рассмотрении экспериментальных данных, характеризующих динамику рабочего процесса в цилиндре, отмечено влияние режима работы ступени на продолжительность и интенсивность отдельных подпроцессов и характер работы клапанов. Полученные данные подтверждают необходимость исследования динамики рабочего процесса в различных условиях работы ступени для получения обобщенных оценок условных коэффициентов.

Оценки условного коэффициента расхода обобщены следующими выражениями:

для нагнетательного клапана

$$\varrho_н(\tau) = 3{,}85\left[\frac{h(\tau)}{B}\right]^2 + 0{,}19 \qquad (7)$$

для всасывающего клапана

$$\varrho_{вс}(\tau) = -44{,}5\left[\frac{h(\tau)}{B}\right]^2 + 3{,}55\,\frac{h(\tau)}{B} + 0{,}25 \qquad (8а)$$

$$\left[\frac{h(\tau)}{B} = 0 \div 0{,}1\right]$$

$$\varrho_{вс}(\tau) = 12\left[\frac{h(\tau)}{B}\right]^2 - 6\,\frac{h(\tau)}{B} + 1{,}14 \qquad (8б)$$

$$\left[\frac{h(\tau)}{B} = 0{,}1 \div 0{,}25\right]$$

Обобщенные уравнения для $\varrho(\tau)$ получены по соответствующим полям оценок средние значения дисперсий которых, равны: для всасывающего клапана $\pm$ 0,041, для нагнетательного $\pm$ 0,05.

Сравнение полученных оценок с результатами статических продувок показало, что формула для сходящегося сопла дает завышенные до 30% результаты в определении суммарного расхода при неустановившемся течении через кольцевые клапаны.

При оценивании уравнения условного динамического коэффициента теплоотдачи установлено, что $Nu(\tau)$ удовлетворяет следующая структура

$$Re(\tau) = \frac{w(\tau)\, l(\tau)}{\nu(\tau)}$$

$$l(\tau) = \frac{6V(\tau)}{F(\tau)} \qquad (9)$$

$$w(\tau) = C^{z_1} + C^{z_2(\tau)} \qquad z_1 = 1$$

$$z_2 = 1 \quad 0 < \varphi < \pi$$

$$z_2 = 0{,}5 \quad \pi < \varphi < 2\pi$$

Значения коэффициента вариации для $Nu(\tau)$, соответствующие полученной структуре находятся в диапазонах 0,44 ÷ 0,46 для всего процесса и 0,51 ÷ 0,54 для процесса нагнетания. Оценки коэффициентов $\hat{A}_i$ и показателей степени $\hat{x}_i$ обобщены в виде линейных уравнений в зависимости от степени относительного повышения давления ε и отношения хода поршня к диаметру цилиндра Ψ. Для коэффициента A уравнение имеет вид:

$$A = 0{,}0092 + 0{,}0021\,\varepsilon - 0{,}0196\,\Psi \qquad (10)$$

Для показателя степени справедливо выражение:

$$x = -0{,}4 + 0{,}18\,\varepsilon + 1{,}78\,\Psi \qquad (11)$$

Адекватность обобщенных оценок коэффициентов установлена при:

$$D = 0{,}19 \div 0{,}305 \quad \Psi = 0{,}41 \div 0{,}66;$$

$$M = 0{,}081 \div 0{,}238 \quad \varepsilon = 1{,}5 \div 4{,}1$$

Отклонение расчетной производительности от действительной составило 1,5%. Вероятное расхождение в определении теплоотвода равно 23,3%. При сравнении динамических величин получены следующие значения вероятного коэффициента вариации: для текущей скорости теплового потока 28% за весь процесс, 35% за процесс нагнетания; для нестационарной температуры 3,5% за весь процесс и 4,6% за процесс нагнетания.

В пятой главе кратко рассмотрены задачи оптимального проектирования ПКОН при заданном условии оптимальности. Приве-

дена иллюстрация применения математической модели для решения тепловой задачи.

Отмечено, что в основную задачу конструирования экономичных ПКОН входит не только выбор оптимальных соотношений основных геометрических размеров s, D и c, но и установление допустимого теплового режима. Однозначность решения определяется требованиями, накладываемыми при проектировании (минимум затрат удельной мощности, обеспечение минимальных эксплуатационных затрат, общая экономичность выпуска и эксплуатации машин одного типа в различных условиях и др.). В связи с этим задача обеспечения ограничения по температуре нагнетания (тепловая задача) не является самостоятельной и не может рассматриваться отдельно от оптимального конструирования. Предложена общая схема оптимального конструирования с помощью математического моделирования. Приведена иллюстрация применения созданной математической модели для установления допустимых тепловых режимов ПКОН двойного действия с оптимальными по удельной мощности соотношениями основных геометрических размеров. Для решения задачи разработана блок-схема алгоритма расчета рабочего процесса на ЭВМ, обеспечивающая выполнение ограничения по температуре нагнетаемого газа путем изменения температурного режима ступени. В модель включена динамика клапана, разработанная Твалчрелидзе; работа трения поршня и поршневых колец принята по методике Хоргена; колебания давления во всасывающей и нагнетательной полости носят гармонический характер, с периодом и амплитудой, соответствующими полученным экспериментальным данным. Исследование выполнено при максимальной для крейцкопорных компрессоров угловой скорости, равной 78,5 рад/сек. Установление допустимой температуры стенок цилиндра и определение допустимого количества тепла, отводимого в систему охлаждения произведено при разных степенях относительного повышения давления в ступени компрессоров. Результаты моделирования обобщены в виде зависимости удельной скорости теплового потока от геометрических размеров цилиндра F/V_h (рис. I).

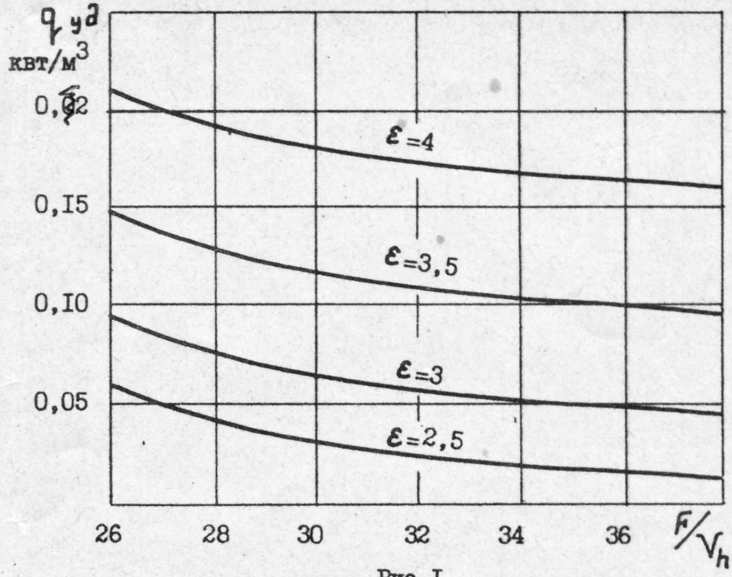

Рис.I

Приведенные результаты получены при падении температуры газа на участке цилиндр– нагнетательная полость равном I0 К. Отклонение удельного теплоотвода при $\Delta T \neq$ I0 К составляет $\pm$0,008 квт/м^3 на каждые 5 К. Полученные данные однозначно определяют минимально допустимое количество тепла, отводимое в систему ПКОН двойного действия по известному соотношению размеров полости и степени повышения давления ступени.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

I. Предложен метод построения математических моделей поршневых компрессоров для моделирования текущих параметров газа в цилиндре. Метод заключается в использовании условных динамических коэффициентов расхода и теплоотдачи, получаемых из модели путем идентификации динамики рабочего процесса по экспериментальным данным.

2. Разработана методика оценивания условных динамических коэффициентов и их уравнений по результатам экспериментальных наблюдений за изменением температур и давлений во всех полостях ступени и за динамикой клапанных пластин. На основании

серии экспериментов получены оценки значений условных динамических коэффициентов расхода и теплоотдачи, структур и коэффициентов их уравнений.

3. Создана специальная математическая модель ступени поршневого компрессора общего назначения двойного действия и экспериментально доказана возможность моделирования текущей температуры газа и динамических тепло - и массообмена в рабочей полости ступени методами квазистационарной теории с использованием условных динамических коэффициентов.

4. На основании результатов использования математической модели для установления закономерностей теплоотдачи в ступенях компрессоров двойного действия получены практические рекомендации по определению допустимого теплового режима ступеней, при котором температура нагнетания не выходит за допустимые пределы. Полученные данные позволяют по известным геометрии и степени повышения давления установить количество тепла, отводимого в систему охлаждения ступени заданной производительности.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Некоторые вопросы оценивания нестационарного теплообмена в поршневых компрессорах общего назначения. ЦИНТИхимнефтемаш, депонированная рукопись № 323-76, РЖ ВИНИТИ "Тепло и массообмен" № II, 1976, реф. II.78.200 (Соавторы: Лубенец В.Д., Пластинин П.И.).

2. Математическое моделирование поршневого компрессора общего назначения для оптимизации основных геометрических размеров. ЦИНТИхимнефтемаш, депонированная рукопись № 322-76, РЖ ВИНИТИ "Насосостроение и компрессоростроение. Холодильное машиностроение", № I0, 1976, реф. I0.6I.I24 (Соавторы: Пластинин П.И., Твалчрелидзе А.К.).

3. Моделирование нестационарной температуры воздуха в цилиндрах поршневых компрессоров. Известия вузов, Машиностроение, 1977, № 7.