М 352779

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР
Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ЗОЗУЛЯ ВЛАДИМИР ИЛЬИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ ЕГО ИНТЕНСИФИКАЦИИ

(Специальность 05.04.06 - Вакуумная и компрессорная техника)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1979

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени

высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1352779
Зозуля В.И. Исследование р

На правах рукописи

ЗОЗУЛЯ ВЛАДИМИР ИЛЬИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ ЕГО ИНТЕНСИФИКАЦИИ

(Специальность 05.04.06 - Вакуумная и компрессорная техника)

№352 ГТУ

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1979

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом Училище имени Н.Э.Баумана на кафедре "Компрессорные, вакуумные машины и пневмоагрегаты".

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

Официальные оппоненты– доктор технических наук, профессор Шерстюк А.Н., кандидат технических наук, доцент Прилуцкий И.К.

Ведущее предприятие – Краснодарский компрессорный завод.

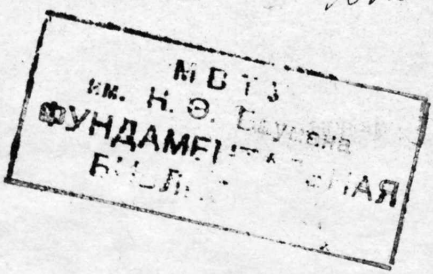
Защита состоится "1" октября 1979 г. на заседании специализированного Совета К053.15.07 "Криогенные, холодильные, гидравлические, вакуумные и компрессорные машины и аппараты" Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического Училища имени Н.Э.Баумана по адресу: 107005, г.Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5.

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

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

Автореферат разослан "3" августа 1979 г.

Ученый секретарь специализированного Совета, кандидат технических наук, доцент Козлов В.Н.



Актуальность проблемы. Решения XXУ съезда КПСС предусматривают дальнейшее создание и освоение выпуска высокопроизводительных компрессоров и другой аппаратуры для газоперекачивающих станций, газоперерабатывающих заводов и силового оборудования. В связи с этим в перспективный план развития компрессоростроения на 1971-90 годы включены работы по повышению выпуска более экономичных и быстроходных машин большой и средней мощности. Периодическое поступление газа в газовоздушный тракт поршневого компрессора вызывает колебательные газодинамические процессы. При повышении быстроходности машин увеличивается влияние газодинамических явлений на рабочие процессы компрессора, что приводит к увеличению затрат удельной мощности на сжатие газа более чем на 10%. Существующие методики расчета компрессоров не учитывают волновые явления в коммуникациях и влияние геометрии газового тракта на характеристики машины. Вследствие этого расчет выполняется с большими погрешностями по амплитуде колебаний давления, а эффективность и надежность машин значительно снижаются. Эмпирический подход при создании новых машин, особенно крупных, требует проведения дополнительных экспериментальных работ, что приводит к значительным затратам средств и времени.

В связи с изложенным, задача создания более совершенных методов расчета, позволяющих на стадии проектирования и конструкторско-доводочных работ имитировать переменное давление в полостях, выбрать наиболее экономичную конструкцию машины и оптимальные режимы ее работы, является актуальной.

Цель работы. Исследование рабочих процессов поршневого компрессора с учетом влияния размеров и геометрических соотношений газовоздушного тракта на удельные показатели и характеристики компрессора и создание расчетного метода, позволяющего определить действительные характеристики компрессора большой производительности на стадии проектирования и выбрать оптимальные размеры машины.

Методы исследования. В работе использованы методы: квазистационарной теории и термодинамики с одномерным характером переноса энергии и эмпирическими коэффициентами расхода и теплоотдачи; разделения свойств инерции и упругости газа и сосредо-

точении этих свойств в узловых точках системы; математического моделирования рабочих процессов поршневого компрессора на ЭЦВМ, методы ведения численного эксперимента на математической модели с использованием ЭЦВМ и оптимального планирования эксперимента.

Научная новизна. Предложен новый метод расчета характеристик и удельных показателей крупных поршневых компрессоров с учетом сложной геометрии, размеров и соотношений газовоздушного тракта. Метод основан на комплексном подходе, который учитывает основные параметры рабочего процесса в цилиндре, динамику движения пластины клапана и неустановившиеся процессы в газовом тракте в их взаимодействии. Полученное математическое описание рабочих процессов объясняет физическую суть явлений, имеющих место во всасывающем и нагнетательном трактах компрессора при сложной его геометрии. Предложенный метод расчета может использоваться для расчета многоцилиндровых многоступенчатых машин с клапанами различной конструкции и сложной геометрией воздушного тракта. Проведены экспериментальные исследования температурных полей и сформулированы граничные условия по температуре поверхностей цилиндро-поршневой группы для моделирования и расчета рабочего процесса в поршневых компрессорах большой производительности с цилиндрами двойного действия.

Практическая ценность. В результате теоретических и экспериментальных исследований предложен и разработан метод расчета поршневого компрессора с учетом динамических явлений в газовых трактах. Установлен характер влияния размеров и соотношений газовоздушного тракта на удельные характеристики и показатели машины. Использование основных результатов работы и предложенной методики расчета поршневых компрессоров позволяет определить удельные показатели машины на стадии проектирования, снизить потери мощности проектируемых машин за счет обоснованного выбора размеров и геометрических соотношений газовоздушного тракта, повысить надежность и эффективность поршневых компрессоров и уменьшить затраты на создание новых крупных машин. По разработанной методике установлены оптимальные размеры газовоздушного тракта компрессора 2ВМ10-63/9.

Апробация и реализация результатов работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

– научно-технической конференции факультета "Энергомашиностроение", посвященной XXУ съезду КПСС, в МВТУ им.Н.Э.Баумана,

1975;

– У Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению "Повышение эффективности и совершенствование компрессорных машин и установок" /МВТУ им.Н.Э.Баумана/, 1978;

– семинаре Комиссии по проблемам трубопроводных систем секции "Энергетика" при Академии Наук СССР, 1978.

Результаты работы внедрены на ПО "Пензкомпрессормаш". Разработанная методика расчета поршневого компрессора с учетом динамических явлений в газовых трактах передана во ВНИИнефть.

Объем и структура работы. Диссертация изложена на 137 страницах машинописного текста. Состоит из введения, 5 глав, основных результатов работы и приложения, на 12 листах. Содержит 15 таблиц, 62 рисунка. Библиография: 88 наименований.

Содержание работы.

Во введении изложены цели работы, предлагаемые пути исследования и основные практические результаты их реализации.

В первой главе выполнен обзор научно-исследовательских работ, посвященных исследованию рабочих процессов в цилиндре и газовых трактах поршневых компрессоров, проведен анализ состояния вопроса, поставлены цель и задачи исследования.

Показано, что совершенство и экономичность рабочих процессов компрессоров оценивается его удельными показателями и характеристиками. Улучшение удельных характеристик является одной из основных задач при проектировании и доводке компрессоров общего назначения.

В работах Прилуцкого И.К., Шестакова В.И., Науменко А.И. и др. установлено, что процессы теплообмена для определенного типа компрессоров с требуемой для практики точностью могут быть описаны критериальными зависимостями. Однако граничные условия по теплопередаче в предлагаемых критериальных зависимостях не определены для компрессоров большой производительности. Для обоснованного выбора граничных условий при определении теплового потока необходимы исследования температурных полей поверхностей цилиндрово-поршневой группы.

Исследованиями Кондратьевой Т.Ф., Видякина Ю.А., Платонова А.Г., Владиславлева А.С., Гладких П.А., Хачатуряна С.А., Писаревского В.М., Козлова В.А., Фотина Б.С., Петрова В.В., Табачникова Л.Я., Гришина Б.В., Brablik J., Benson R.S., Maclozen J., Soedel W. и других советских и зарубежных ученых

выявлено существенное влияние динамических явлений в газовых трактах, геометрии газового тракта и клапанов поршневого компрессора на рабочие процессы и потери мощности в машине. Однако исследованию влияния этих факторов на удельные характеристики компрессоров большой производительности с несколькими полостями сжатия внимания не уделялось.

Современный поршневой компрессор состоит из рабочих полостей, клапанов и клапанных коробок, а также системы полостей и проходов сложной геометрической формы, однако современные методики не учитывают их влияние и взаимодействие при расчетах.

Анализ существующих математических методов описания динамических явлений во всасывающих и нагнетательных трактах поршневого компрессора показал, что они или сложны и требуют задания граничных условий, или не учитывают реальной геометрии машины, или не отражают волновых явлений, происходящих в компрессоре, и их влияние на удельные характеристики машины.

Таким образом, существующие методы расчета не позволяют определить удельные показатели машины на стадии проектирования, снизить потери мощности проектируемых машин за счет обоснованного выбора размеров и соотношений газовоздушного тракта, повысить надежность и эффективность поршневых компрессоров и уменьшить затраты на создание новых крупных машин.

Для сокращения сроков проектирования и доводки новых компрессоров и интенсификации работы уже существующих необходимо разработать математическую модель компрессора большой производительности, которая позволит определять основные интегральные и удельные характеристики компрессора с учетом геометрии газового тракта и избежать специальных дорогостоящих экспериментальных исследований методом проб и ошибок.

Основные задачи работы:

I. Провести выбор и обоснование математического аппарата для описания изменения давления газа в газовом тракте поршневого компрессора с учетом его геометрии. Разработать математическую модель открытой структуры.

2. Создать стенд для проведения экспериментальных исследований динамических явлений в газовых трактах поршневого компрессора.

3. Провести экспериментальные исследования температурных

полей для определения коэффициентов математической модели и сформулировать граничные условия по теплопередаче для моделирования рабочего процесса в поршневых компрессорах большой производительности.

4. Провести экспериментальные исследования с целью выявления характера влияния геометрии газового тракта компрессора и термодинамических явлений на удельную мощность машины.

5. Провести исследования работы поршневого компрессора большой производительности с учетом влияния размеров газовоздушного тракта на удельные показатели и характеристики компрессора путем численного эксперимента на ЭЦВМ.

6. Разработать рекомендации по усовершенствованию компрессора с целью уменьшения удельной мощности поршневого компрессора при его работе на номинальных режимах и режимах интенсификации.

Во второй главе разработана математическая модель поршневого компрессора с учетом динамических явлений в газовых трактах.

В основу построения математической модели положен комплексный подход, учитывающий основные параметры рабочего процесса в цилиндре, динамику движения пластины клапана и процессы в газовом тракте во всем их взаимодействии и влиянии друг на друга (рис.I). Для описания изменения параметров газа перед ступенью и после нее принимается, что поток во всасывающем и нагнетательном трактах компрессора состоит из двух составляющих. Одна из них - основной поток, который сам по себе вызывает изменения давления в полостях нагнетания или всасывания. Другой составляющей потока является колебательный поток ускоряющихся или замедляющихся частиц газа. Это колебательное действие более явно выражено в соединительных каналах, чем в полостях. Ввиду незначительности явления сжатия газа в каналах последним можно пренебречь, тогда как сжимаемость его в полостях имеет существенное значение. Такое допущение позволило считать, что полости ведут себя как пружины, а каналы - как сосредоточенные массы газа.

Структурная схема математической модели представлена совокупностью двух параллельно соединенных математических моделей, одна из которых описывает основной поток, а другая - колебательные явления в тракте /рис.2/. Эффективное давление определяется

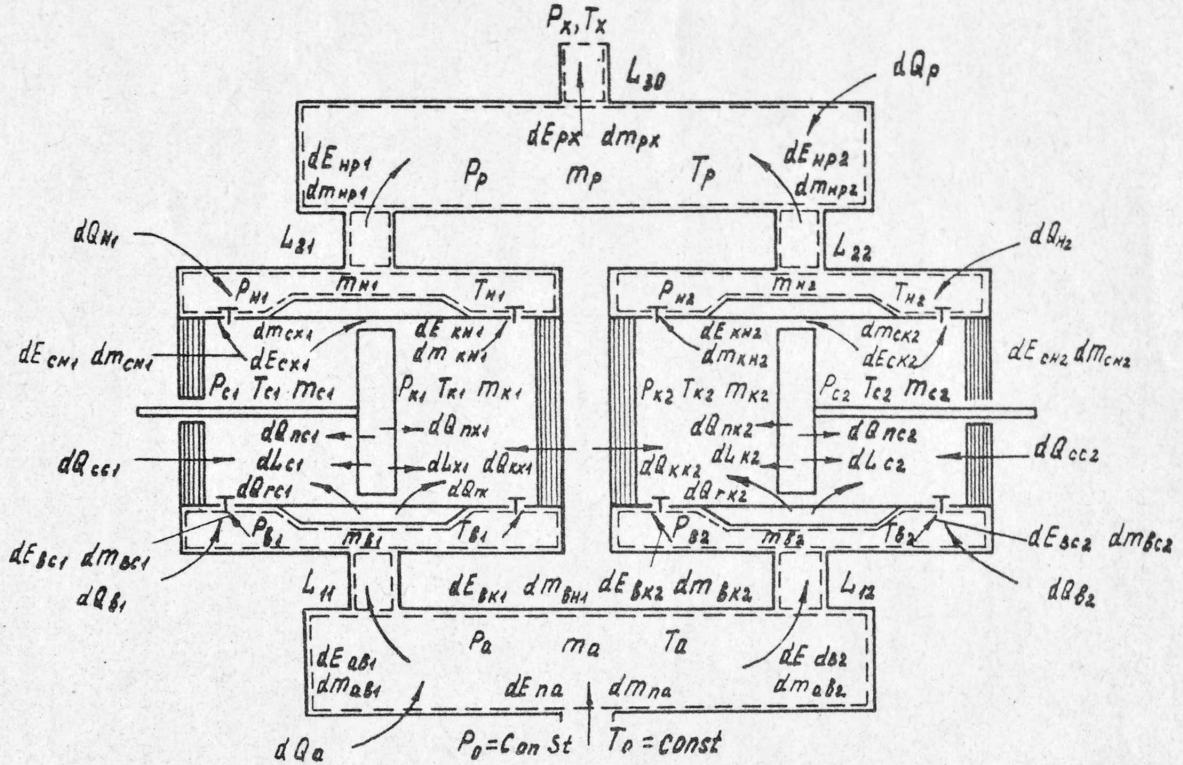

P_x, T_x
L_{30}
dQ_p
dE_{px} dm_{px}
$dE_{нр1}$ $dm_{нр1}$
P_p m_p T_p
$dE_{нр2}$ $dm_{нр2}$
$dQ_{н1}$
L_{21}
L_{22}
$dQ_{н2}$
$P_{н1}$ $m_{н1}$ $T_{н1}$
$P_{н2}$ $m_{н2}$ $T_{н2}$
$dm_{сх1}$ $dE_{кн1}$ $dm_{кн1}$
$dE_{кн2}$ $dm_{кн2}$ $dm_{сх2}$ $dE_{сх2}$
$dE_{сн1}$ $dm_{сн1}$ $dE_{сх1}$
$dE_{сн2}$ $dm_{сн2}$
$P_{с1}$ $T_{с1}$ $m_{с1}$
$P_{к1}$ $T_{к1}$ $m_{к1}$
$P_{к2}$ $T_{к2}$ $m_{к2}$
$P_{с2}$ $T_{с2}$ $m_{с2}$
$dQ_{пс1}$ $dQ_{пк1}$ $dQ_{пк2}$ $dQ_{пс2}$
$dQ_{сс1}$ $dL_{с1}$ $dL_{к1}$ $dQ_{кк1}$ $dQ_{кк2}$ $dL_{к2}$ $dL_{с2}$ $dQ_{сс2}$
$dQ_{рс1}$ $dQ_{рк}$ $dQ_{рк2}$
$P_{в1}$ $m_{в1}$ $T_{в1}$
$P_{в2}$ $m_{в2}$ $T_{в2}$
$dE_{вс1}$ $dm_{вс1}$
$dQ_{в1}$
$dE_{вс2}$ $dm_{вс2}$
$dQ_{в2}$
L_{11}
L_{12}
$dE_{вк1}$ $dm_{вн1}$ $dE_{вк2}$ $dm_{вк2}$
P_a m_a T_a
$dE_{ав1}$ $dm_{ав1}$
$dE_{ав2}$ $dm_{ав2}$
$dE_{па}$ $dm_{па}$
dQ_a
$P_0 = Const$
$T_0 = const$

Рис. I

по формуле

$$P_i^e = P_i + P_i^a \quad , \qquad (1)$$

где P_i – давление основного потока,

P_i^a – давление колебательного потока.

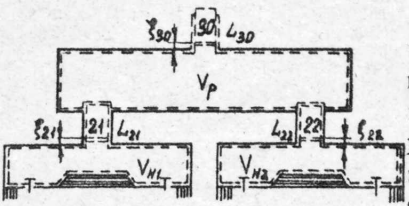


Рис. 2

Математическая модель основного потока является обычной математической моделью рабочего процесса поршневого компрессора, которая описана в работах Пластинина П.И., Твалчрелидзе А.К. Она устанавливает связь между переменными параметрами и характеристиками компрессора, используя методы квазистационарной теории и термодинамики с одномерным характером переноса энергии. За уравнение движения пластины прямоточного клапана была принята зависимость, предложенная Спектором Б.А.

Математическая модель колебательного потока представлена в виде резонаторной модели Гельмгольца (рис.3), применительно к нагнетательному и всасывающему трактам машины. Резонаторная модель состоит из совокупности взаимосвязанных элементарных резонаторов. Часть из них представляет собой объемы с газовой пробкой в канале, другие – с множеством пробок в каналах (рис.2). Резонаторы клапанных коробок приводятся в возбуждение посредством масс газа, проходящих через клапаны. В результате возникают колебания газовых пробок, возбуждающие колебания в резонаторах.

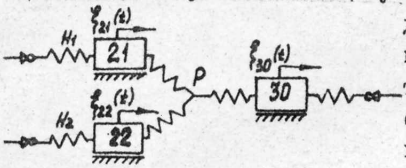


Рис. 3

Давление колебательного потока в объемах коммуникаций в зависимости от перемещения газовых пробок выражается

$$P_i^a = \frac{C_i^2 \rho_i}{V_i} f_i \xi_i \quad , \qquad (2)$$

где: C_i – скорость распространения звука в газовом тракте, м/с;

ρ_i – плотность газа, кг/м^3;

V_i – объем i – той емкости, м^3;

f_i – площадь i – той горловины, м^2;

ξ_i – перемещение i – той пробки, м.

Сила, действующая на каждый цилиндрический объем газа

(пробку):

$$m_i \ddot{\xi}_i = (P_i^e - P_j^e) f_i \quad , \qquad (3)$$

где m_i - масса i-той газовой пробки, кг.

Физический смысл уравнений движения газовой пробки типа (3) поясняется схемой математической модели колебательного потока нагнетательного тракта ступени (рис.3), из которой видно, что уравнения движения газовых пробок для тракта должны решаться совместно. По найденным перемещениям пробок определяются значения колебательных давлений в полостях.

После сложения колебательного давления с соответствующим давлением основного потока получаются величины эффективных давлений в полостях (рис.4). Взаимодействие между полостями, подключение математической модели колебательного потока к математической модели основного потока, группировка уравнений колебательного потока для каждого тракта осуществляется блоком управления посредством матрицы управления. На выходе математической модели ступени имеем ряд значений эффективных давлений, температур, масс и энергий газа. Полученные значения поступают на вход блока формирования условий i-того шага, где происходит формирование исходных данных для следующего шага.

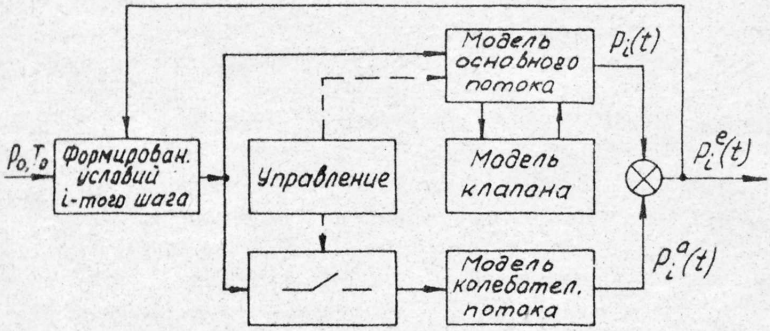


Рис. 4

Математическая модель основного потока содержит уравнения изменения объема, термодинамические уравнения и уравнения сохранения массы, которые представляют собой обыкновенные линейные дифференциальные уравнения первого порядка. Уравнение движения клапана - обыкновенное линейное дифференциальное уравнение второго порядка, удовлетворяющее геометрическим условиям и имеющее

переменный диапазон интегрирования.

Математическая модель колебательного потока содержит уравнение давления колебательного потока и уравнение движения газовой пробки, представляющие собой обыкновенные линейные дифференциальные уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами.

Все дифференциальные уравнения второго порядка преобразуются в дифференциальные уравнения первого порядка, которые затем решаются одновременно методом Рунге-Кутта.

Полученная структура математической модели поршневого компрессора позволяет использовать ее для моделирования рабочих процессов в машинах с произвольным числом цилиндров и полостей сжатия и различными типами клапанов. Математическая модель реализована на ЭЦВМ "БЭСМ-4М" в виде программы на алгоритмическом языке АЛГОЛ.

Третья глава посвящена экспериментальным исследованиям рабочих процессов в поршневом компрессоре.

Для проведения экспериментальных исследований рабочих процессов в рабочих полостях и газовом тракте во ВНИИкомпрессормаше при участии автора был создан экспериментальный стенд на базе компрессора большой производительности 4МІО-І00/8. Для оценки характера влияния геометрии газового тракта компрессора на удельную мощность машины контролировались изменения потери мощности в элементах газового тракта в зависимости от изменения геометрии газового тракта и условий работы компрессора. В основу измерения потери мощности в элементах газового тракта положена методика определения потерь мощности путем измерения давления в цилиндре и элементах газового тракта по пути движения газа в компрессоре. Экспериментальный стенд обеспечивает контроль и регулирование числа оборотов, температуры и расхода охлаждающей воды, номинальных давлений и температур газа на всасывании и нагнетании каждой ступени, производительности и подачи смазки в цилиндры. В соответствии с поставленными задачами исследований измерялись быстроменяющиеся давления и температуры в рабочих полостях и газовом тракте компрессора, перемещение пластины клапана, температурные режимы работы установки по газовому тракту и цилиндро-поршневой группы. Измерение быстроменяющихся давлений проводилось тензометрическими датчиками давления ЛХ-415/10 с погрешностями, не превышающими для давления в цилиндре 0,06 кг/см^2, для

пульсаций – 0,01 кг/см^2. Измерение быстроменяющихся температур осуществлялось датчиками ВНИИХИ (модель № 2) с погрешностью не более 3^{0}С. Перемещение пластины клапана измерялось малогабаритными индуктивными датчиками с погрешностью $0,5 \times 10^{-4}$м. Измерение температурных полей цилиндрово-поршневой группы проводилось хромель-копелевыми термопарами и термоиндикаторными красками с погрешностью не более 1,5^{0}С.

Экспериментальными исследованиями установлено, что динамические явления в газовых трактах поршневого компрессора определяются его геометрией, конструкцией используемых клапанов, размерами их проходного сечения, а также числом оборотов коленчатого вала. При изменении проходного сечения клапана пульсации в клапанной коробке увеличиваются на 30%. При изменении геометрии газового тракта компрессора изменения пульсаций достигают 50%. Теплообмен между корпусом крышки и нагнетательными и всасывающими патрубками влияет на расположение изотерм температур крышки, цилиндра и поршня и приводит к большим перепадам температур вдоль поверхности, которые достигают 50–100^{0}С.

Четвертая глава посвящена обработке экспериментальных данных и настройке коэффициентов математической модели поршневого компрессора.

Результаты обработки экспериментальных данных показали, что основная доля потерь мощности, обусловленная динамическими явлениями в газовых трактах, определяется геометрией газового тракта компрессора, конструкцией и размерами проходного сечения используемых клапанов и составляет 15–19% от индикаторной мощности. Суммарные потери в клапанах составляют 66–70%, в трубопроводах газового тракта 21–30% и промежуточном холодильнике 6–10% от суммарных потерь мощности.

В результате экспериментальных исследований скорректированы значения коэффициентов эмпирических зависимостей, применяемых для расчета средних температур внутренних поверхностей цилиндрово-поршневой группы, и получены граничные условия для моделирования рабочего процесса в поршневых компрессорах большой производительности.

Разработана блок-схема, алгоритм и программа настройки параметров математической модели компрессора. Адекватность модели доказана при различных геометрических размерах газового тракта и различных режимах работы поршневого компрессора. Разработанная

математическая модель многоцилиндрового компрессора двойного действия большой производительности с газовым трактом, в силу адекватности, хорошо отражает физические процессы, имеющие место в полостях машины, и может быть использована для выбора оптимальных геометрических размеров газового тракта.

В пятой главе приводятся результаты исследований влияния геометрии газового тракта на удельные показатели компрессора.

Для исследования влияния геометрии газового тракта на удельные показатели компрессора был проведен численный эксперимент на ЭЦВМ, в основу которого была положена разработанная математическая модель рабочих процессов компрессора и методы оптимального планирования эксперимента.

Величины коэффициентов найденного уравнения регрессии показали степень влияния каждого из рассматриваемых факторов на параметр оптимизации – удельную мощность компрессора. Задача оптимизации сводилась к выбору объемов полостей V_i и длин патрубков L_i нагнетания и всасывания, при которых удельная мощность машины принимает минимальное значение. Результаты движения по поверхности отклика в направлении градиента линейного приближения и изменение удельной мощности в зависимости от длины нагнетательного патрубка и объема нагнетательного буфера приведены на рис.5.

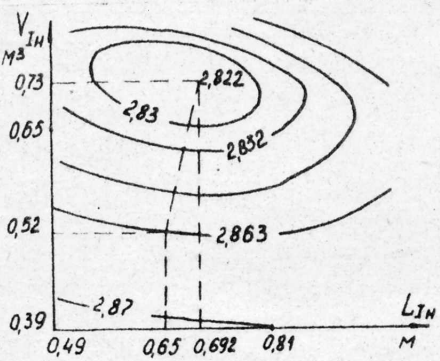


Рис. 5

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований с учетом результатов моделирования разработана "Методика расчета поршневого компрессора с учетом динамических явлений в газовых трактах".

При доводке компрессора 2ВМІО-63/9 в результате внедрения методики и вытекающих из нее рекомендаций удельная мощность снизилась. Ожидаемый годовой экономический эффект от эксплуатации компрессоров 2ВМІО-63/9 в объеме годового выпуска составит 26,6 тысяч рублей.

Результаты численного эксперимента и испытания опытного

образца компрессора 2ВМІО-63/9 и экспериментальной установки на базе компрессора 4МІС-І00/8 подтвердили правильность теоретических положений, положенных в основу математической модели поршневого компрессора большой производительности, и возможность применения разработанной математической модели для исследования и расчета рабочих процессов машин данного класса.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

І. Обзор литературы и анализ результатов исследования показал, что основная доля потерь мощности определяется геометрией газового тракта поршневого компрессора, конструкцией и размерами проходного сечения используемых клапанов, кроме того, зависит от динамических явлений в газовом тракте и составляет І5÷20% от общей индикаторной мощности машины.

2. Существующие математические методы описания динамических явлений в газовых трактах поршневого компрессора в стадии проектирования и доводки или сложны и требуют знания граничных условий, или не учитывают реальной геометрии газового тракта машины, или не отражают волновых явлений, происходящих в компрессоре, и не учитывают их влияния на удельные характеристики.

3. Для исследования влияния геометрии газового тракта и динамических явлений в нем на удельные характеристики поршневого компрессора создан экспериментальный стенд на базе машины большой производительности. Стенд позволяет определить потери мощности в элементах газового тракта, исследовать температурные поля цилиндрово-поршневой группы и выявить влияние термодинамических явлений и геометрии газового тракта на интегральные и удельные показатели поршневого компрессора.

4. На основании проведенных экспериментальных исследований температурных полей впервые получены значения коэффициентов эмпирических зависимостей, применяемых для расчета средних температур внутренних поверхностей цилиндрово-поршневой группы в поршневых компрессорах большой производительности и т.о. определены граничные условия для моделирования рабочего процесса в рабочей полости цилиндра.

5. При экспериментальном исследовании потерь мощности в поршневом компрессоре установлено следующее распределение по-

потерь мощности по его элементам: суммарные потери в клапанах составляют 66 ÷ 70%, в трубопроводах газового тракта 21 ÷ 30% и в промежуточном холодильнике 6 ÷ 10% от суммарных потерь мощности.

6. Для учета влияния реальной геометрии газового тракта машины на удельные показатели разработана математическая модель, позволяющая имитировать переменное давление в клапанных коробках многоцилиндрового поршневого компрессора двойного действия. В основу модели положен метод условного разделения потока газа на две составляющие: основную и колебательную. Данный метод позволяет описать рабочие процессы в компрессоре с учетом геометрии его газовых трактов системой дифференциальных уравнений с сосредоточенными параметрами.

7. Разработана и реализована математическая модель многоцилиндрового поршневого компрессора двойного действия большой производительности с газовым трактом. Математическая модель основана на комплексном подходе, который учитывает основные параметры рабочего процесса в цилиндре, динамику движения пластины клапана и процессы в газовом тракте в их взаимодействии. На стадии проектирования и доводки модель дает возможность определить действительные характеристики поршневого компрессора.

8. На основании теоретических и экспериментальных исследований с учетом результатов моделирования разработана "Методика расчета поршневого компрессора с учетом динамических явлений в газовых трактах". Результаты испытания опытного образца компрессора 2ВМІО-63/9 подтвердили правильность и обоснованность разработанной методики и целесообразность ее применения при проектировании и доводке поршневых машин большой производительности.

9. Методика внедрена на ПО "Пензкомпрессормаш" при доводке опытного образца компрессора 2ВМІО-63/9, который является представителем новой модификации воздушных компрессоров общего назначения. Ожидаемый годовой экономический эффект от эксплуатации компрессоров 2ВМІО-63/9 в объеме годового выпуска за счет внедрения методики и вытекающих из нее рекомендаций составит 26,6 тысяч рублей.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

I. Зозуля В.И., Пластинин П.И. К вопросу об исследовании

неустановившихся процессов во всасывающих и нагнетательных трактах поршневого компрессора. ЦИНТИхимнефтемаш, ДВП №404-78, библиограф. указ. ВИНИТИ "Депонированные рукописи", 1978, № 4 (78), с147.

2. Васильев В.Д., Григоров В.П., Сердаков М.А., Зозуля В.И. Влияние частоты вращения коленчатого вала на характеристики компрессора 4МІО-І00/8. В сб. "Конструирование, исследование, технология и организация производства компрессорных машин". Труды ВНИИкомпрессормаша, Сумы, 1976.

3. Малярчук С.А., Сердаков М.А., Зозуля В.И., Григоров В.П. Исследование возможности интенсификации оппозитных компрессоров общего назначения на базе МІО. В сб. "Конструирование, исследование, технология и организация производства компрессорных машин". Труды ВНИИкомпрессормаша, Сумы, 1977.

4. Зозуля В.И., Пластинин П.И. Исследование температурных режимов деталей крупных поршневых компрессоров. Химическое и нефтяное машиностроение. Научно-технический и реферативный сборник № 2 ЦИНТИхимнефтемаш, М., 1978.

5. Сердаков М.А., Кац А.Г., Ройченко И.Ю., Зозуля В.И. Повышение быстроходности оппозитного поршневого компрессора общего назначения 4ВМІО-І00/8. Тезисы докладов У Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению "Повышение эффективности и совершенствование компрессорных машин и установок", І-3 февраля 1978, МВТУ им. Н.Э.Баумана.

6. Зозуля В.И., Пластинин П.И. Исследование температурных режимов работы крупных поршневых компрессоров. Тезисы докладов У Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению "Повышение эффективности и совершенствование компрессорных машин и установок", І-3 февраля 1978, МВТУ им. Н.Э.Баумана.

7. Зозуля В.И., Лубенец В.Д., Пластинин П.И. Расчет динамических явлений в газовых трактах поршневого компрессора. Тезисы докладов У Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению "Повышение эффективности и совершенствование компрессорных машин и установок", І-3 февраля 1978, МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Л-77202 от 31.05.79г. Объем 1п.л. Заказ 760 Типография МВТУ им. Н.Э.Баумана Тираж 100 экз.

МВТУ им. Н.Э. Баумана ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ ... ЛИСТЕЛА