М388335

НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ С С С Р

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

На правах рукописи

МЕДНОВ АЛЕКСАНДР АЛЕКСАНДРОВИЧ

ВЛИЯНИЕ ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ НА РАБОТУ ДИЗЕЛЯ С ПРОТИВОПОЛОЖНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

(05.04.02 - тепловые двигатели)

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

Москва - 1982

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

Научный руководитель – Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор КРУТОВ М.Г.

Официальные оппоненты –доктор технических наук, профессор ВАСИЛЬЕВ-ЮЖИН Р.М.

кандидат технических наук, доцент ПАТРАХАЛЬЦЕВ Н.Н.

Ведущее предприятие – Коломенский тепловозостроительный завод им. В.В.Куйбышева

Защита состоится "1" марта 1982 г. в "14" часов на заседании специализированного Совета К.053.I5.05 "Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу: Москва, [illegible] ражная, д. I, корпус "Энерго[illegible]

С диссертацией можно о[illegible] имени Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан "[illegible]

Ваши отзывы в 2-х экз. [illegible] ылать по адресу: Москва, I[illegible] МВТУ, ученому секретарю Сов[illegible]

Ученый секретарь специализированного Сов[illegible] кандидат технических нау[illegible] доцент

М388335

Типография МВТУ им. Н.Э.Бау[illegible]
Подписан к печати 14/I-1982[illegible]

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1388335
Меднов А.А. Влияние фаз г

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981-1985 гг. и на период до 1990 г." перед двигателестроением поставлена задача повышения технического уровня двигателей внутреннего сгорания (ДВС): в частности, улучшение экономичности, снижение токсичности и повышение моторесурса. Дальнейшее улучшение показателей ДВС, являющихся наиболее экономичными среди тепловых двигателей, требует углубленного изучения рабочих процессов в его элементах и, прежде всего, в поршневой части. Фазы газораспределения оказывают значительное влияние на параметры газообмена и рабочего процесса в цилиндрах, от которых зависят экономичность и надежность ДВС.

Выбор фаз газораспределения осуществляют, в основном, экспериментально на одноцилиндровых отсеках, физических моделях и двигателях. Результаты экспериментов на отсеках и двигателях из-за влияния газодинамических процессов в трубопроводах на протекания циклов в различных цилиндрах могут значительно различаться. В последние годы находит применение метод математического моделирования. Однако математическая модель строится в предположении одинакового протекания процессов в различных цилиндрах. При выборе расчетных методик течения газов в трубопроводах наибольшую сложность представляет течение в разветвлениях и получение обобщенного решения. Трудоемкость и длительность экспериментов на двигателе, использование упрощенных математических моделей затрудняют выбор оптимальных фаз газораспределения.

1388335

Цель работы. Целью диссертационной работы является выбор фаз газораспределения, повышающих экономичность и надежность двухтактных ДВС оптимизацией параметров газообмена и действительного цикла в различных цилиндрах путем математического моделирования на ЭВМ с учетом совместной работы поршневой части и турбокомпрессора и газодинамических явлений в трубопроводах (для которых необходимо выбрать и обосновать модели процессов).

Методы исследования. Теоретическая часть работы основана на применении термодинамических уравнений в цилиндрах двигателя, одномерных нестационарных уравнений газовой динамики на прямолинейных участках трубопровода и одномерных стационарных

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

в разветвлениях и турбокомпрессоре. Экспериментальные исследования выполнены на одноцикловой динамической установке (физической модели). Для подтверждения достоверности математического и физического моделирования использовались результаты экспериментальных исследований двигателя 16ДРПН 23/2х30, проведенных на заводе "Русский дизель".

Научная новизна. Разработана математическая модель и программы для ЭВМ, позволяющие проводить исследования влияния фаз газораспределения на процессы в комбинированных двухтактных двигателях. Доказана целесообразность выбранных алгоритмов для расчета процессов в различных элементах двигателя.

Для шести конфигураций течений газов в разветвлении разработаны соответствующие системы уравнений, решение которых позволяет поставить граничные условия при численном решении одномерных нестационарных уравнений газовой динамики.

Разработана методика определения параметров моделирования по параметрам газов в цилиндре двигателя в момент открытия впускных окон и при атмосферном давлении в выпускном трубопроводе физической модели.

Практическая ценность. Выполненные расчетные исследования влияния фаз газораспределения на индикаторные показатели работы двигателя и величину дисбаланса мощностей турбины и компрессора позволили выбрать оптимальные значения фаз газораспределения по экономичности, тепловой и механической напряженности деталей двигателя.

Проведено исследование влияния фаз газораспределения на неравномерность параметров рабочих циклов в цилиндрах развернутого двигателя. Показано, что эту неравномерность можно уменьшить, выбирая оптимальные фазы газораспределения для каждого цилиндра двигателя.

Разработанные граничные условия и выбранная неявная разностная схема для численного расчета одномерного нестационарного течения в выпускном трубопроводе дают возможность осуществлять математическое моделирование процессов в развернутом двигателе на ЭВМ среднего быстродействия с приемлемыми затратами машинного времени.

Реализация работы в производстве. Разработанные программы и результаты выполненных расчетно-экспериментальных исследований внедрены в СКБД завода "Русский дизель", что подтверждено

актом о внедрении, а также используются в учебной и научно-исследовательской работе на кафедре.

Апробация работы. Диссертационная работа заслушана на заседании кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" в МВТУ им. Н.Э.Баумана в ноябре 1981 года. По основным разделам работы были сделаны доклады на научно-технической конференции кафедры в 1976 году и семинаре молодых ученых и специалистов кафедры в 1974 году.

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в 5-ти печатных работах.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав и выводов. Она содержит 127 страниц основного текста, 32 страниц с иллюстрациями, 5 таблиц, а также список использованной литературы, включающий 55 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе рассмотрено влияние фаз газораспределения двухтактных двигателей с противоположно движущимися поршнями на газообмен и, следовательно, на показатели действительного цикла, величину располагаемой энергии выпускных газов, работу смежных цилиндров и возможность реверсирования по направлению вращения коленчатых валов.

Двухтактные двигатели рассматриваемого типа характеризуются высоким качеством газообмена, хорошим качеством протекания рабочего процесса при коэффициентах избытка воздуха α, близких к единице. Однако для уменьшения теплонапряженности выпускного поршня коэффициент α увеличивают до значений 1,6÷2,2, что приводит к росту расхода воздуха и дисбаланса мощностей турбины и компрессора.

Параметры рабочего цикла, полученные в результате экспериментальных исследований на одноцилиндровом отсеке, могут значительно отличаться от соответствующих параметров рабочих циклов в цилиндрах развернутого двигателя вследствие неравномерности протекания циклов в различных цилиндрах. Такое различие определяется, в основном, влиянием газодинамических явлений в трубопроводах на газообмен в цилиндрах двигателя и гидродинамических явлений в системе подачи топлива на процессы сгорания.

Газообмен при обратном вращении коленчатого вала характе-

ризуется значительным забросом продуктов сгорания во впускной трубопровод в начале открытия впускных окон и большой потерей заряда в период дополнительного выпуска. Для получения необходимой мощности при обратном ходе приходится идти на ухудшение показателей газообмена прямого хода (вследствие уменьшения фазы предварения выпуска).

Рациональные фазы газораспределения должны обеспечивать:
- получение необходимых показателей качества газообмена, обеспечивающих требуемые мощность и экономичность при допустимой теплонапряженности как при прямом, так и при обратном вращении;
- получение потребной располагаемой энергии выпускных газов при ограничениях по теплонапряженности лопаток турбины;
- минимальный заброс продуктов сгорания во впускной трубопровод;
- минимальные затраты мощности на газообмен;
- использование газодинамических явлений в выпускной системе для улучшения протекания газообмена.

Исследование фаз газораспределения осуществляют, в основном, экспериментально на двигателе, одноцилиндровом отсеке и физических моделях. Причем эксперименты с целью оптимизации процесса газообмена проводят на одноцилиндровых отсеках и моделях. Эксперименты на развернутых двигателях, особенно крупных судовых, являются длительными и трудоемкими и их, чаще всего, проводят для согласования характеристик работы двигателя и турбокомпрессора.

В последние годы при исследовании фаз газораспределения находит применение метод математического моделирования, позволяющий значительно ускорить доводку двигателя. Математическая модель строится в предположении одинакового протекания процессов в цилиндрах.

В этой связи задачами настоящей работы являются:
- с целью повышения экономичности и надежности осуществить выбор фаз газораспределения, улучшающих параметры газообмена и действительного цикла в цилиндрах двухтактных ДВС;
- разработать математическую модель двухтактного ДВС, использование которой для выбора фаз газораспределения позволяет учитывать совместную работу поршневой части и турбокомпрессора и газодинамических явлений в трубопроводе;
- для определения влияния фаз газораспределения на газообмен и достоверности математической модели газообмена провести эксперименты на одноцикловой динамической установке (физической мо-

дели);
- проверить достоверность результатов математического и физического моделирования путем сопоставления с результатами экспериментальных исследований двигателя 16ДРПН 23/2х30, проведенных на заводе "Русский дизель".

Во второй главе излагаются основные положения математического моделирования и методики расчета процессов в цилиндре двигателя, трубопроводах, турбокомпрессоре и разветвлениях. Расчет процессов сжатия, сгорания и расширения в цилиндре двигателя производится по методике Гриневецкого-Мазинга, которая дает результаты с удовлетворительной точностью при минимальных затратах времени на расчет.

Период газообмена разбивается на расчетные интервалы величиной 2° угла поворота коленчатого вала (п.к.в.). Полагая параметры газа в цилиндре двигателя в начале интервала известными, соответствующие параметры в конце интервала определяются решением системы уравнений, состоящей из уравнения теплосодержания открытой термодинамической системы, уравнения баланса масс и уравнения состояния. Первые два уравнения системы используются в разностной форме, поэтому система состоит из алгебраических уравнений; ее решение осуществляется методом последовательных приближений.

Течение газа через органы газораспределения на каждом расчетном интервале принимается стационарным и рассчитывается по известным формулам истечения.

Для определения изменения концентраций воздуха и выпускных газов в цилиндре двигателя используется двухфазная гипотеза протекания газообмена. Проведенные другими авторами эксперименты показывают, что от момента открытия впускных окон и до момента времени, соответствующего 10° угла п.к.в. после н.м.т. можно использовать в расчетах гипотезу чистого вытеснения. В этот период свежий воздух и отработавший газ не перемешиваются, имеют разные температуры и занимают в цилиндре объемы, определяемые по уравнениям состояния. Давление во всем объеме цилиндра считается одинаковым. Температура свежего воздуха принимается постоянной и равной температуре воздуха перед впускными окнами. Анализ показал, что такое допущение незначительно сказывается на точности определяемых величин.

После периода чистого вытеснения принимается гипотеза пол-

ного перемешивания. Для первого расчетного интервала по последней гипотезе температура смеси газов определяется из условия сохранения энергии при смешении свежего воздуха и выпускных газов в постоянном объеме.

На каждом расчетном интервале вычисляются значения концентраций свежего воздуха и выпускных газов и их весовые количества, которые используются для определения показателей газообмена.

Общепризнанной, практически реализуемой моделью течения газа в трубопроводах является нестационарная одномерная модель. В расчетной схеме трубопровод заменен одномерными прямолинейными каналами, соединенными разветвлениями нулевой протяженности и ограниченными закрытыми и открытыми концами.

В качестве исходной принята следующая система дифференциальных уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial \rho}{\partial t} + u\frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho\frac{\partial u}{\partial x} = 0;\\ &\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} = 0;\\ &\frac{\partial S}{\partial t} + u\frac{\partial S}{\partial x} = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (I)$$

где ρ – плотность, p – давление, u – скорость, S – энтропия, t – время.

В расчетной методике используется также интегральная форма этих уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &\oint(\rho du - \rho u dt) = 0;\\ &\oint(\rho u dx - (p + \rho u^2)dt) = 0;\\ &\oint(\rho(u^2/2 + E)dx - \rho u(E + p/\rho + u^2/2)dt) = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

где E – внутренняя энергия газа.

Кроме уравнения состояния идеального газа используется уравнение связи между термодинамическими параметрами в виде:

$$E = \frac{1}{\kappa - 1}\rho^{\kappa-1}\exp\left(\frac{S}{C_v}\right).$$

Численное решение систем уравнений осуществляется с использованием разностной схемы предиктор-корректор в два этапа. На первом этапе рассматривается промежуточный слой, отвечающий моменту времени $t_m + \Delta t/2$ (значения параметров газа для момента времени t_m известны из начальных данных или из решения на предыдущем шаге Δt по времени). Определение параметров потока газа на этом слое осуществляется решением системы дифференциальных уравнений (I), с помощью неявной разностной схемы. Полученная после такой аппроксимации система алгебраических уравнений решается методом матричной прогонки.

На втором этапе производится вычисление искомых параметров газа на слое, отвечающем моменту времени $t_m + \Delta t$, путем интегрирования уравнений системы (2). Интегрирование осуществляется по прямоугольнику, ограниченному в плоскости $x - t$ прямыми $t = t_m$, $t = t_m + \Delta t$ и прямыми $x = x_{n+1/2}$, $x = x_{n-1/2}$ ($n = 1, 2, 3 \ldots$ - номер узла расчетной сетки по координате; $n-1/2$, $n+1/2$ означает середину интервала ($n-1$, n) и (n, $n+1$). На сторонах прямоугольника принимается равенство искомых параметров газа: на отрезке $t = t_m$, $t = t_m + \Delta t$ равны соответствующим параметрам в узле n; на отрезках $x = x_{n-1/2}$, $x = x_{n+1/2}$ - усредненным параметрам промежуточного слоя на середине интервалов ($n-1$, n), (n, $n+1$).

Преимуществами принятой разностной схемы являются: результаты расчета имеют второй порядок точности при применении для промежуточного слоя схемы первого порядка точности; устойчивость при любом соотношении шагов по времени и координате; консервативность.

При постановке граничных условий число задаваемых граничных параметров (u, ρ, S или u, ρ, E) определялось числом уходящих от данной границы характеристик. Остальные параметры определялись методом последовательного приближения, на каждом шаге которого рассчитывался одномерный нестационарный поток.

Значения граничных параметров находятся из решения задачи стационарного одномерного течения газа в разветвлении. Для этого случая течения газа пока не получена замкнутая система уравнений. Основная сложность заключается в определении действующих сил, необходимых для вывода уравнения количества движения. Поэтому принимают различные допущения: равенство давлений в ответвлениях, модель "импульсная емкость" и др. Однако такие допущения справедливы при малых значениях скоростей течения газа, что не соответствует действительной картине течения. Кроме того, допущение о равенстве давлений в ответвлениях для случая разделения потока, вытекающего из одного ответвления в два других, дает решение, противоречащее физическому смыслу: в одном из ответвлений скорость имеет отрицательный знак, характеризующий случай слияния потоков газа.

В данной работе используется то обстоятельство, что при решении задачи о разветвлении некоторые параметры газа в граничных сечениях определяются методом последовательных приближений

и их можно считать известными. В расчетной методике рассматриваются шесть конфигураций течения газа в разветвлении (три конфигурации разделения потока газа и три слияния) с соответствующими диаграммами положений характеристик в граничных сечениях.

Алгоритм "разделение" характеризуется тем, что известны параметры потока, втекающего в разветвление, и требуется определить параметры двух потоков, вытекающих из разветвления. Исходные системы уравнений получены на основе уравнений энергии и неразрывности изоэнтропных потоков.

Получение замкнутой системы уравнений для слияния потоков в разветвлении осложняется тем, что процесс в общем случае осуществляется с увеличением энтропии. В связи с этим предполагается, что изменение параметров смешиваемых потоков осуществляется изоэнтропно только до входа в общее для этих потоков ответвление. Каждый из потоков занимает соответствующую часть площади поперечного сечения общего ответвления и имеют различную температуру, но одинаковое давление. Затем в объеме, равном сумме объемов смешиваемых частей газов, происходит их смешение. Объемы частей определяются по параметрам газов, проходящих в единицу времени через входные сечения. Принятое допущение позволило составить замкнутую систему уравнений.

При задании граничных условий на закрытом конце трубопровода используется условие непроницаемости: скорость в граничном сечении $u_c = 0$. В соответствии с диаграммой характеристик в этом сечении достаточно задать одно граничное условие.

Если положить, что поток в открытом конце трубопровода направлен в сторону турбины, то и для этой границы достаточно задать одно граничное условие. В качестве такого условия можно использовать давление перед турбиной, определяемое из согласования параметров потока перед турбиной и режима ее работы.

Расчет турбины и компрессора осуществляется по следующей схеме:

а) для каждого элемента (соплового аппарата, рабочих колес, диффузоров и т.д.) записываются уравнения политропного изменения термодинамических параметров газа, энергии и расхода для стационарного одномерного течения

$$T_{вых} = T_{вх}^{*} \left(\rho_{вых} / \rho_{вх}^{*}\right)^{\frac{n-1}{n}}; \qquad (3)$$

$$u_{вых} = \sqrt{\frac{2kR}{k-1}\left(T_{вх}^{*} - T_{вых}\right)};$$

$$G_{тк} = \frac{F p_{вх}^{*}}{R T_{вх}^{*}} \left(p_{вых} / p_{вх}^{*}\right)^{\frac{1}{n}} u_{вых};$$

б) система (3) дополняется выражением для определения показателя политропы по экспериментальным зависимостям (графикам) или коэффициентам.

Удобство использования системы (3) для расчета турбины и компрессора заключается в унификации алгоритма ее решения с системами уравнений для разветвлений и в компактной и наглядной программе для ЭВМ. Для решения таких систем нелинейных алгебраических уравнений используется метод локальной оптимизации.

Для определения параметров воздуха после охладителя наддувочного воздуха ($p_к'$, $T_к'$) используются экспериментальные зависимости

$$\left.\begin{aligned} T_к' &= T_к^{*} - E_{ж}\left(T_к^{*} - T_0\right); \\ p_к' &= p_к^{*} - A_{вт} G_{тк}^{2} / \rho_к \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

где $p_к^{*}$, $T_к^{*}$ – параметры заторможенного потока воздуха после компрессора; $\rho_к$ – плотность воздуха после компрессора; T_0 – температура охлаждающей жидкости; $E_ж$, $A_{вт}$ – коэффициенты, характеризующие соответственно степень охлаждения воздуха в охладителе и сопротивление воздушного тракта.

Рассмотренные выше методы описания процессов в элементах комбинированного двухтактного двигателя реализованы в виде программ для ЭВМ, отвечающих поставленным задачам исследования. Достоверность получаемых результатов проверена по тестовым задачам, сравнением с экспериментальными данными испытаний турбокомпрессора и моделированием номинального режима работы двигателя в целом.

<u>В третьей главе</u> приводится методика и программа экспериментального исследования, а также описание моделирующей установки и анализ погрешностей проведенных исследований.

В практике исследований на кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им. Н.Э.Баумана широко применяются различные установки для моделирования. Одной из наиболее совершенных физических моделей является одноцикловая динамическая модель для двухтактного двигателя с противоположно движущимися поршнями. Эта модель позволяет проводить исследования влияния фаз газораспределения на показатели газообмена. Кроме того, в опытах

на модели можно проверить справедливость предположения о двухфазном характере протекания газообмена.

Одноцикловая динамическая модель состоит из цилиндро-поршневой группы, продувочного ресивера и выпускной коробки, линейные размеры которых по сравнению с размерами двигателя уменьшены в масштабе 0,7. Поршни приводятся в движение от электромоторов через электромагнитные муфты и профилированные шайбы. Профиль шайб позволяет получить зависимость хода поршня от угла поворота вала такую же, как и на двигателе. Единичность цикла работы модели получается за счет быстродействия срабатывания электромагнитной муфты. Перед осуществлением цикла работы модели ее цилиндр заполняется воздухом, а продувочный ресивер - углекислым газом.

В каждом цикле работы модели производились измерения следующих величин: изменение давления в цилиндре - с помощью индуктивных датчиков типа ДД-10 с преобразованием сигнала в усилителе ИВП-2, преобразователе ПНЧ-4 и осциллографе Н-115; давления и температуры в продувочном ресивере и цилиндре перед совершением цикла - образцовыми манометрами и термометрами; на осциллографе Н-115 с помощью индукционного датчика записывались также отметки угла поворота вала модели и положение н.м.т. выпускного поршня. После осуществления каждого цикла из цилиндра производился отбор газовых проб и определялся их состав. Применяемая аппаратура обеспечивает измерения с погрешностью, не превышающей 5%.

В работах М.Г.Круглова показано, что для моделирования газообмена в цилиндре двигателя необходимо выполнение равенств критериев $K_{R\ell}=Re^2 Eu=idem$ и $K_{RS}=Re/Sh=idem$. Последовательным применением равенств критерия $K_{R\ell}$ для параметров газа в цилиндре и выпускной коробке, в продувочном ресивере и цилиндре определяют давления в этих элементах модели. Аналогичным применением равенства критерия K_{RS} - частоту вращения вала модели n_2; причем частота вращения $n_{к2}$, полученная из этого условия для процесса впуска, не совпадает с частотой вращения $n_{р2}$, полученной из того же условия для процесса выпуска. Различие в значениях частот вращения $n_{к2}$ и $n_{р2}$ объясняется тем, что не выполняется подобие по температурам газов в ресивере, цилиндре и выпускной коробке.

Указанное затруднение можно частично преодолеть, принимая $n_2=n_{р2}$ и произведя пересчет давления $p_{к2}$ в ресивере из усло-

вия равенства элементарных расходов газа через впускные окна

$$\rho'_{к2} = \rho_{к2} \frac{n_{р2} \psi_{к2}}{n_{к2} \psi'_{к2}}, \qquad (5)$$

где $\psi_к = f(\rho_к / \rho_в)$ – функция истечения.

Однако такой пересчет можно применять, если за давление $\rho_{в1}$ брать среднее давление в период продувки-наполнения в цилиндре двигателя. Если же за давление $\rho_{в1}$ брать давление в момент начала впуска, то $\rho'_{к2} < \rho_о$ ($\rho_о$ – атмосферное давление), что противоречит законам течения газа через впускные окна.

Аналогичный пересчет можно выполнить и для величины давления $\rho_{р2}$ в выпускной коробке при условии $n_х = n_{р2}$. Для этого случая выражение для определения $\rho'_{р2}$ имеет вид:

$$\psi'_{р2} = \psi_{р2} \frac{n_{к2}}{n_{р2}}. \qquad (6)$$

Однако и в этом случае $\rho'_{р2} < \rho_о$.

В связи с этим разработана методика определения параметров моделирования по состоянию газа в цилиндре двигателя в момент начала впуска, основанная на одновременном пересчете давлений $\rho_{к2}$ и $\rho_{р2}$ и варьировании значением давления $\rho_{р2}$ при расчете давления в цилиндре модели. Последовательность расчета параметров моделирования следующая. Задаются значением давления $\rho_{р2}$ (больше атмосферного) и определяют: из условия $K_{RT} = idem$ давления $\rho_{в2}$ и $\rho_{к2}$; из условия $K_{RS} = iclem$ частоты вращения $n_{к2}$ и $n_{р2}$. Далее определяют $n_х = n_х$ по формуле (6), полагая $n_{к2} = n_х$ и давление $\rho'_{р2}$, равным атмосферному. Затем при $n_{р2} = n_х$ по формуле (5) определяют $\rho'_{к2}$. Если $\rho'_{к2} < 0$, то расчет повторяется для больших значений давления $\rho_{р2}$ (начального).

Для определения параметров работы модели необходимо знать параметры состояния воздуха в цилиндре модели в момент начала открытия выпускных окон. Эти параметры определяются методом последовательных приближений по методике расчета свободного выпуска. Все расчеты для определения режима работы модели выполнялись на ЭВМ.

Особенность одноцикловой модели такова, что осуществить несколько циклов работы с достаточной степенью точности для постоянных значений частоты вращения $n_х$ и давления начала выпуска $\rho_{в2}$ в цилиндре модели технически сложно. Поэтому эксперимент ставился как факторный с целью установления полиномиальной зависимости в области, содержащей необходимые значения

n_2 и ρ_{B2} . Последовательность проведения эксперимента рандомизировалась. Задача определения коэффициентов полинома ставилась как задача нелинейного программирования без ограничений и решалась по методу деформируемого многогранника.

<u>В четвертой главе</u> анализируются результаты экспериментальных и расчетных исследований, полученных с помощью разработанных методик.

В результате экспериментальных исследований уточнена методика эксперимента. Было выявлено значительное снижение температуры воздуха в цилиндре модели в период свободного выпуска. Поэтому в методику определения параметров моделирования введен еще один итерационный цикл по температуре воздуха T_{B2} в цилиндре модели в момент начала впуска. Этот цикл следует непосредственно за итерационным циклом определения давления ρ_{B2} . Уточнено также оптимальное число уровней факторов n_2 и ρ_{B2} : показано, что уменьшение числа уровней факторов с 16 до 9 не приводит к потере точности обработки экспериментальных данных.

Экспериментально исследовано влияние изменения фазы выпуска (высоты выпускных окон) на показатели газообмена. Для этого проведены эксперименты на четырех цилиндровых втулках, различающихся высотой выпускных окон. Полученные результаты по показателям газообмена при сопоставлении с соответствующими результатами расчетов на ЭВМ показали хорошую достоверность математической модели газообмена в цилиндре двигателя и возможность использования в ней принятых допущений.

Проведено три вида исследований путем математического моделирования на ЭВМ. В первом случае исследовано влияние изменения фаз газораспределения за счет изменения высоты окон на индикаторные показатели, газообмен и величину дисбаланса мощностей турбины и компрессора. Исследование проведено при допущении постоянства значений параметров газов в продувочном ресивере и выпускной коробке.

По результатам такого исследования построены поля изменения указанных параметров работы двигателя в зависимости от среднего индикаторного давления, коэффициента избытка воздуха (и, следовательно, от цикловой подачи топлива); фаз газораспределения.

При увеличении высоты окон коэффициент остаточных газов γ уменьшается, что при постоянном коэффициенте избытка воздуха α

приводит к увеличению степени предварительного расширения ρ и, следовательно, к увеличению среднего индикаторного давления p_i. Изменение степени ρ и давления p_c происходит таким образом, что приращение давления p_i различно: при увеличении высоты впускных окон на 16% давление p_i увеличивается на 9,4%; при увеличении высоты выпускных окон на 10,2% - на 1,5%.

Индикаторный коэффициент полезного действия η_i при увеличении высоты выпускных окон повышается, а при увеличении высоты впускных окон - снижается. Такое изменение коэффициента η_i вызывается как изменением давления p_i, так и изменением коэффициента наполнения η_v.

Увеличение высоты как впускных, так и выпускных окон, приводит к увеличению дисбаланса мощностей турбины и компрессора. Причем увеличение дисбаланса при постоянном коэффициенте α меньше, чем при постоянном давлении p_i. Увеличение дисбалансов при увеличении высоты впускных окон вызывается ростом суммарного коэффициента избытка воздуха α_c (при постоянном α) и, следовательно, снижением температуры выпускных газов $T_{гр}$.

С увеличением высоты выпускных окон вследствие уменьшения коэффициента β и незначительного изменения коэффициента η_v увеличивается коэффициент продувки φ. При $\alpha = const$ эти факторы приводят к увеличению коэффициента α_c, что также вызывает снижение температуры $T_{гр}$. Таким образом, несмотря на то, что увеличение фазы выпуска вызывает увеличение энергии выпускных газов, работоспособность их смеси с воздухом снижается из-за уменьшения температуры $T_{гр}$ за счет увеличения доли продувочного воздуха.

Второй вариант исследования относится к изменению фаз газораспределения изменением угла заклинки коленчатых валов. Также как в предыдущем исследовании в методике расчета принималось постоянство параметров газов на впуске и выпуске и цикловой подачи топлива.

Результаты расчета показывают, что параметры газообмена при изменении угла заклинки φ_3 изменяются слабо (в диапазоне изменения угла φ_3 от 6^0 п.к.в. до 18^0 п.к.в.): коэффициент η_v изменяется на 3,1%, коэффициент φ - на 3,75%, коэффициент β - на 16,5%. Такое изменение параметров газообмена объясняется тем, что при увеличении угла φ_3 сокращение периода дополнительного выпуска и увеличение периода дозарядки происходит при малых зна-

чениях время-сечения впускных и выпускных окон.

При увеличении угла φ_3 возрастает давление p_i и уменьшается геометрическая степень сжатия. Эти параметры влияют на индикаторный коэффициент полезного действия η_i противоположным образом, поэтому коэффициент η_i и удельный расход топлива g_i во всем диапазоне изменения угла φ_3 практически не изменяется. Также мало изменяется величина коэффициента α_c и, следовательно, величина дисбаланса мощностей турбины и компрессора.

Выполнено также исследование газообмена в различных цилиндрах двигателя с учетом газодинамических процессов в трубопроводах. Диаграммы изменения давлений в различных цилиндрах и выпускных коробках полностью соответствуют многочисленным экспериментальным диаграммам, снятым на двухтактных двигателях с прямоточной схемой газообмена различными исследователями.

Можно выделить характерные для всех цилиндров и выпускных коробок особенности изменения давлений по углу поворота коленчатого вала двигателя. После открытия выпускных окон до момента времени, соответствующего I60–I80° п.к.в., давление в цилиндре двигателя падает, а в выпускной коробке сначала повышается, а затем падает. В это период давление в цилиндре выше давления в выпускной коробке.

Затем в выпускной коробке наблюдается повышение и снижение давления. В цилиндре двигателя давление повышается одновременно с повышением давления в выпускной коробке, а затем в различных цилиндрах изменение давления происходит различным образом: снижается, повышается или изменяется незначительно. К концу закрытия окон давление во всех цилиндрах двигателя повышается. Уровень давлений в выпускных коробках в момент открытия выпускных окон изменяется от 0,I85 МПа до 0,235 МПа. Также различен уровень снижения давлений в цилиндрах: от 0,I45 МПа до 0,2I МПа.

На отмеченные характерные колебания давления в цилиндрах и выпускных коробках оказывают влияние так называемые блуждающие волны в выпускном трубопроводе. Характер влияния этих волн проявляется в различной степени для различных цилиндров.

Наиболее сильные колебания давлений наблюдаются в крайних цилиндрах, что ухудшает газообмен в них, так как после момента времени, соответствующего н.м.т., происходит значительный выброс газов в цилиндр из выпускной коробки и мал перепад давлений во впускном трубопроводе и цилиндре. Худшие показатели работы крайних цилиндров подтверждаются также экспериментальными ис-

следованиями. Худшие показатели рабочих процессов наблюдаются также в цилиндрах, если через небольшой промежуток времени газообмена в соседнем цилиндре начинается свободный выпуск, который в период максимального время-сечения окон вызывает резкое увеличение давления до уровня давления во впускном трубопроводе.

ВЫВОДЫ

I. По результатам математического моделирования рабочих циклов построены поля изменения параметров работы двигателя в зависимости от фаз газораспределения (изменяемых за счет высоты окон), среднего индикаторного давления и коэффициента избытка воздуха.

Анализ этих полей показал, что в реверсивных по направлению вращения коленчатых валов двухтактных двигателях с противоположно движущимися поршнями фазы выпуска, выбираемые из условия сохранения периода дополнительного выпуска больше оптимальных значений. Такие фазы выпуска приводят к интенсивной продувке цилиндра двигателя, снижению температуры выпускных газов и увеличению дисбаланса мощностей турбины и компрессора.

Повысить экономичность этого двигателя возможно только лишь одновременным уменьшением высоты впускных и выпускных окон. При этом увеличивается тепловая напряженность деталей двигателя вследствие снижения коэффициента α .

2. Проведено аналогичное исследование влияния фаз газораспределения, изменяемых за счет изменения угла заклинки коленчатых валов в диапазоне 6–I8^0 п.к.в., на индикаторные показатели рабочего цикла. При увеличении угла заклинки показатели экономичности и мощности двигателя изменяются незначительно.

3. Влияние газодинамических процессов в выпускном трубопроводе приводит к неравномерности параметров рабочих циклов по цилиндрам развернутого двигателя. Показано, что уменьшение для некоторых цилиндров неравномерности этих параметров можно получить за счет выбора оптимальных фаз газораспределения для каждого цилиндра двигателя.

4. Разработаны алгоритмы расчета процессов в элементах двухтактного ДВС, на основе которого можно осуществлять исследования влияния фаз газораспределения на газообмен в различных цилиндрах двигателя с учетом совместной работы поршневой части и турбокомпрессора и газодинамических явлений в выпускном тру-

бопроводе.

5. Разработанные граничные условия в разветвлениях и выбранная неявная разностная схема для численного расчета одномерного нестационарного течения в выпускном трубопроводе позволяют осуществлять математическое моделирование на ЭВМ среднего быстродействия с приемлемыми затратами машинного времени.

6. Достоверность математической модели подтверждена при сопоставлении результатов математического моделирования с известными литературными данными и результатами исследования на физической модели. Экспериментальные исследования подтвердили целесообразность допущений, принятых в методике расчета газообмена.

7. Разработана методика определения параметров моделирования для физической модели (одноцикловой динамической установки) по параметрам газа в цилиндре двигателя в момент открытия впускных окон. Использование ЭВМ дает возможность рассчитать по этой методике параметры моделирования, удовлетворяющие критериям подобия при атмосферном давлении в выпускном трубопроводе модели.

По материалам диссертации опубликовано:

1. Круглов М.Г., Меднов А.А. Выбор фаз газораспределения комбинированного двухтактного двигателя. – Изв. ВУЗов, Машиностроение, 1975, № 9, с. 105-108.

2. Круглов М.Г., Стрелков В.П., Саркисян А.С., Меднов А.А. Установка для физического моделирования процессов в выпускных системах комбинированных двигателей. – Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1975, № 10, с. 88-90.

3. Круглов М.Г., Меднов А.А. Математическое моделирование на ЭВМ как метод исследования комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – В кн.: Повышение мощности, экономичности и надежности тракторных двигателей, Киев; УСХА, 1976, с. 8-13.

4. Круглов М.Г., Меднов А.А., Стрелков В.П. Определение параметров моделирования газообмена на физической модели. – Изв. ВУЗов, Машиностроение, 1977, № 12, с. 142-143.

5. Круглов М.Г., Меднов А.А. Математическая модель комбинированного двигателя внутреннего сгорания. – В кн.: Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания, М.: МАДИ, 1978, с. 71-84.