

1544776

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи
УДК 621.436

БЕРЕЗИН СЕРГЕЙ РОМАНОВИЧ

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В
ВЫСТРОХОДНОМ 2-Х ТАКТНОМ ТУРБОПОРШНЕВОМ
ДВИГАТЕЛЕ

(05.04.02 – Тепловые двигатели)

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

Москва – 1994

Работа выполнена в Центральном институте авиационного
моторостроения им. П.И. Баранова.

Официальные оппоненты - доктор технических наук, про-
фессор БЕКНЕВ В.С.

доктор технических наук, про-
фессор КАМКИН С.В.

доктор технических наук, про-
фессор МАХОВ В.З.

Ведущая организация - ЦНИДИ, г. Санкт-Петербург

Защита состоится "22" июня 1994г. в 14 часов
на заседании специализированного совета Д 053.15.10 при Москов-
ском государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана
по адресу : Лефортовская
"Энергомашиностроение",

С диссертацией можн

Отзывы на авторефера
просьба направлять по ад
ул., д.5, МГТУ, ученому се
Д.053.15.10.

Автореферат

Ученый секретар
специализированного со
К.Т.Н., доцент

1544776



1544776

Березин С.Р. Теория и расч

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

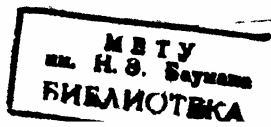
актуальность проблемы. Совершенствование протекания рабочего процесса дизеля требует глубокого проникновения в существо быстропротекающих процессов, составляющих его рабочий цикл. Здесь эффективным методом исследования является математическое моделирование. Поэтому глобальной целью, пока еще не достигнутой, является создание программно-методического аппарата математического моделирования рабочего процесса дизеля. Под термином "аппарат моделирования" подразумевается законченная математическая модель, реализованная в виде программы для ЭВМ и прошедшая проверку на адекватность, а также накопленный методический материал, способствующий эффективному использованию программы.

В основе этого аппарата должна лежать численная математическая модель пространственного нестационарного турбулентного движения газокapельной среды с физико-химическими превращениями. Ввиду сложности проблемы решать ее нужно в несколько этапов. На первом этапе необходимо создать модель пространственного нестационарного турбулентного течения газа в двигателе. Создание такой модели важно с двух позиций. Во-первых, создается основа, на которую в дальнейшем должны накладываться процессы смесеобразования и сгорания. Во-вторых, эта "чисто газодинамическая" модель имеет самостоятельную ценность для исследования процесса газообмена.

В настоящей работе решается проблема создания "чисто газодинамического" аппарата моделирования на примере 2-х тактного двигателя с противоположно движущимися поршнями (ПДП), а также сделаны определенные шаги по пути моделирования рабочего процесса дизеля в целом.

Кроме математического аппарата для непосредственного газодинамического расчета требуется также иметь возможность теоретического обобщения и распространения опытных данных о протекании газообмена, чтобы учесть совокупное влияние внешних условий и режимных параметров на показатели газообмена.

Приведенные в работе исследования выполнялись в МГТУ и в ЦИАМ в соответствии с научно-техническими проблемами, возникающими при создании 2-х тактного авиационного турбопоршневого



двигателя (ТПД) Рыбинского Конструкторского Бюро Моторостроения (РКБМ) (Генеральный конструктор А.С.Новиков).

Цели диссертации. В работе преследуются 2 основные цели.

1. Разработка и практическое применение программно-методического аппарата для математического моделирования газодинамических процессов в цилиндре и в смежных системах 2-х тактного двигателя.

2. Теоретическое обобщение экспериментальных и расчетных данных о газообмене в 2-х тактном двигателе и создание предпосылок для практического применения этой теории.

Методы исследования. Значительное место в работе уделено теоретической разработке математических моделей для расчета турбулентного течения в двигателе. Созданный программный комплекс широко используется для численного математического моделирования процессов в двигателе. На первом этапе проверяется адекватность модели путем сопоставления расчета с экспериментом. На втором этапе методом математического моделирования получена информация о протекании газодинамических процессов во вновь разрабатываемом двигателе ДН-200. Учитывая, что наиболее эффективным способом получения информации о протекании процесса является разумное сочетание эксперимента с математическим моделированием, поэтому в работе проводится соответствующий объем экспериментальных исследований на физических моделях и на двигателях.

Теоретическое обобщение экспериментальных и расчетных данных по газообмену производится путем применения методов теории подобия.

Научная новизна. Разработана математическая модель 2-х мерного нестационарного турбулентного движения газа в цилиндре двигателя.

Получена и проанализирована турбулентная структура течения в цилиндре 2-х тактного двигателя с ПДП в течение газообмена и при сжатии в камере сгорания.

Показана возможность применения 2-х мерной математической модели для расчета течения при впуске и сжатии в 4-х тактном двигателе с несимметричным расположением впускного клапана.

На базе созданной газодинамической модели разработана 2-х мерная модель распространения и испарения турбулентного топлив-

ного факела.

На основе теории подобия впервые получена система критериев геометрического, кинематического и динамического подобия газообмена 2-х тактного двигателя с ПДП. Впервые получена обобщенная зависимость расхода воздуха и показателей газообмена от критерия продувки, объединяющего в себе приведенные обороты двигателя и отношение давлений на впуске и на выпуске.

Установлены три основных вида течения в цилиндре при статической продувке с качественно различным распределением осевой скорости, а следовательно, и с разным характером распространения фронта продувочного воздуха в цилиндре при газообмене.

Получены данные о влиянии повышенной температуры наддувочного воздуха (до 240 °C) на протекание рабочего процесса 2-х тактного дизеля с ПДП.

Практическая ценность. Создан программно-методический аппарат для математического моделирования нестационарного течения и газообмена в многоцилиндровых 2-х и 4-х тактных ТПД с различными схемами газовоздушного тракта (ГВТ).

Рассчитаны показатели газообмена двигателя ДН-200 на основных режимах, определено влияние волновых явлений во впускной и выпускной системах на газообмен, оценена неравномерность наполнения по цилиндрам, получена структура заряда в камере сгорания в момент впрыска топлива.

Определены условия для эффективного управления структурой потока внутри цилиндра 2-х тактного двигателя путем использования 2-х рядной конструкции пояса круглых впускных окон. Найдены оптимальные параметры конструкции 2-х рядного пояса окон.

Проанализировано влияние различных схем течения воздуха во впускной коробке при 1- и 2-стороннем подводе воздуха к цилиндрам на пропускную способность окон.

Практическая реализация. Полученные в работе расчетные и экспериментальные материалы использованы при разработке и доводке 2-х тактного авиационного ТПД ДН-200 в РИЭМ. Полученная обобщенная зависимость показателей газообмена от критерия продувки применена для расчета высотно-скоростных характеристик (ВСХ) ДН-200.

Программный комплекс для расчета течения в цилиндре и в системах двигателя используется в практике исследования ЦИАМ,

НИИД, ВПИ, ЧПИ, УАИ, МГТУ.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались на следующих международных и всесоюзных конференциях и семинарах: Мотор-Симпо-86, Высокие Татры, ЧССР, 1986 г.; KONE'S'89, Вроцлав, Польша, 1989 г.; KONE'S'90, Гданск, Польша, 1990 г.; ЧПИ, Челябинск, 1977 г., 1986 г.; УАИ, Уфа, 1984-1986 гг.; АН ГССР, Тбилиси, 1985 г.; НИИД, Москва, 1986 г.; ИТПМ, Новосибирск, 1986 г.; КазГУ, Алма-Ата, 1989 г.; МАДИ, Москва, 1988-1994 гг.; МГТУ, Москва, 1981-1986 гг., 1991 г.; ЦИАМ, Москва, 1990 г.

Публикации. Основное содержание работы изложено в 26 печатных работах, в 6 отчетах каф. Э-2 МГТУ 1982-1986 гг., в 5 отчетах ЦИАМ, 1987-1993 гг., в 7 отчетах НИИД, 1989-1993 гг.

Объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 7 глав, общих выводов и списка литературы.

Общий объем работы 378 страниц, в том числе 214 страниц текста, 132 иллюстрации, 21 таблица, перечень литературы из 219 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В I главе диссертации анализируется состояние проблемы, производится обзор экспериментальных и теоретических методов исследования газообмена и турбулентного течения.

Экспериментальные методы. Непосредственное измерение показателей газообмена в 2-х тактных двигателях производится путем отбора проб газа из цилиндра при закрытых окнах или из выпускного трубопровода при выпуске. Данный метод отличается сложностью, трудоемкостью и недостаточной точностью, особенно при возрастании быстроходности двигателя. Поэтому часто используют ряд неявных методов: метод присадки горючих газов к продувочному воздуху, метод "трассирующего" газа, метод радиоактивных изотопов. Нашло применение физическое моделирование газообмена в цилиндре на различных динамических моделях.

Наибольшее распространение при доводке органов газораспределения получили методы статической продувки вследствие простоты изготовления моделей, замера параметров, надежности и наглядности результатов. При статической продувке полагается, что нестационарность течения не влияет на конечный результат. Неясно также, как соотносятся, например, турбулентность или

степень закрутки заряда в цилиндре на модели и на двигателе.

Важнейшим фактором для рабочего процесса двигателя является турбулентность заряда. При этом имеются в виду следующие характеристики турбулентного движения: осредненная скорость, интенсивность пульсаций и их кинетическая энергия; масштабы временные и пространственные; спектр распределения энергии турбулентности по частотам или размерам вихрей. Измерения обычно проводят на специально препарированных модельных установках. Глобальное исследование турбулентных характеристик течения в цилиндре проведено группой исследователей в Английском Королевском колледже: Аркуманис К., Вафидис К., Уайтлоу Дж., Бисен А. и др. Полученные ими экспериментальные данные широко используются в мировой практике для проверки адекватности математических моделей, описывающих внутрицилиндровую газодинамику. Исследования показали, что основным источником турбулентности является струя воздуха при впуске. Кроме того, турбулентность генерируется вытеснительными потоками в конце такта сжатия, особенно при наличии закрутки. Экспериментально установлена линейная зависимость интенсивности пульсаций от частоты вращения двигателя. Эта важная зависимость объясняет свойство двигателя внутреннего сгорания работать в широком диапазоне скоростных режимов.

Теоретические методы. Реальная возможность рассчитать течение в цилиндре появилась в 80-х годах в связи с разработкой несколькими независимыми группами исследователей алгоритмов расчета 2-х мерного турбулентного движения в цилиндре ДВС. Работы проводятся в исследовательских центрах США, Англии, Австрии и др. В СССР аналогичные работы начаты автором в МГТУ в начале 80-х годов.

Дальнейшее развитие мощности вычислительной техники создало предпосылки к разработке 3-х мерных газодинамических моделей, как наиболее приближенных к описанию реальных циклов.

Во второй главе приведено описание математической модели нестационарного течения газа в ГВТ двигателя. Течение в цилиндре рассматривается как 2-х мерное осесимметричное турбулентное.

Линиями расчетной сетки в меридиональной плоскости рабочий объем разбивается на ячейки размерами ΔX и ΔZ соот-

ветственно по оси цилиндра и по радиусу. Ряд ячеек, непосредственно примыкающих к поршню, имеет подвижную внешнюю границу. Поток в ячейках характеризуется тремя компонентами осредненной скорости по осям X, R, φ , пульсационной скоростью u' , одинаковой по всем координатам, значением концентрации продувочного воздуха и параметрами, связанными уравнением состояния: давлением, температурой и плотностью. Газ рассматривается как ньютоновская жидкость с коэффициентом вязкости ν_z , изменяющимся в пространстве и во времени. Величины u' и ν_z связаны между собой и определяются через параметры модели турбулентности: турбулентную кинетическую энергию (ТКЭ) — K и скорость диссипации ТКЭ — ε . Используемая K — ε модель турбулентности учитывает влияние характера сжатия заряда на генерацию и диссипацию ТКЭ.

Все уравнения системы имеют общий вид:

$$\frac{\partial(F_1 z)}{\partial t} + \frac{\partial(F_2 z)}{\partial x} + \frac{\partial(F_3 z)}{\partial z} = \frac{\partial f_1}{\partial x} + \frac{\partial f_2}{\partial z} + A, \quad (I)$$

где

$$F_1 = [\rho, \rho u, \rho v, \rho w, \rho i^*, \bar{c}, \rho k, \rho \varepsilon],$$

$$F_2 = [\rho u, \rho + \rho u^2, \rho uv, \rho uw, \rho i^* u, \bar{c} u, \rho uk, \rho u \varepsilon],$$

$$F_3 = [\rho v, \rho uv, \rho + \rho v^2, \rho vw, \rho i^* v, \bar{c} v, \rho vk, \rho v \varepsilon],$$

$$f_1 = [0, \tau_{xx}, \tau_{zx}, \tau_{\varphi x}, \tau \frac{\mu_t}{\rho_z} \frac{\partial T}{\partial x}, \tau \frac{\mu_t}{\sigma_c} \frac{\partial \bar{c}}{\partial x}, \tau \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial K}{\partial x}, \tau \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x}],$$

$$f_2 = [0, \tau_{zx}, \tau_{zz}, \tau_{z\varphi}, \tau \frac{\mu_t}{\rho_z} \frac{\partial T}{\partial z}, \tau \frac{\mu_t}{\sigma_c} \frac{\partial \bar{c}}{\partial z}, \tau \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial K}{\partial z}, \tau \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z}],$$

$$A = [0, 0, -P + \rho w^2 - \tau_{\varphi\varphi}, -\rho vw + \tau_{\varphi z}, 0, 0, (\rho_1 + \rho_2 + \rho_3) - \rho \varepsilon,$$

$$\frac{\varepsilon}{K} (c_1 \rho_1 + c_1' \rho_2 + c_1'' \rho_3) + \rho \varepsilon D - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{K}].$$

В этих уравнениях: t - время; z - текущий радиус;
 $p, \rho, T, i^*, \bar{c}, u, v, w$ - соответственно осредненные значения давления, плотности, температуры, полной энтальпии, относительной концентрации и составляющих скорости по осям X , R, φ ; Br, Bz - турбулентные числа Прандтля-Шмидта;
 τ_{ij} - турбулентные напряжения Рейнольдса; $C_1, C_2, D, P_1, P_2, P_3$ - параметры, входящие в К-Э модель. Алгоритм решения системы уравнений (перехода от состояния потока в момент t к следующему моменту времени $t + \Delta t$) основан на методе Годунова I порядка, примененном для уравнений, содержащих вязкие члены. Структура уравнений (I) позволяет применить для расчета переноса всех субстанций ($\rho, \rho u, \rho v, \rho w, \rho i^*, \bar{c}, \rho k, \rho \epsilon$) один и тот же алгоритм, методика использования которого проиллюстрирована на примере решения уравнения движения вдоль оси X . После интегрирования уравнения, замены интегралов по объему интегралами по поверхности, перехода к конечноразностной форме для отдельной ячейки в течение времени Δt , получено следующее выражение:

$$\begin{aligned} & (\rho u) \Big|_t^{t+\Delta t} z \Delta z \Delta x + (P + \rho u^2 - \tau_{xx}) \Big|_x^{x+\Delta x} z \Delta z \Delta t + \\ & + (\rho u v - \tau_{zx}) z \Big|_z^{z+\Delta z} \Delta x \Delta t = 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Газодинамические параметры, входящие во второй и третий члены уравнения (2), полагаются постоянными в течение всего временного интервала Δt . Физически эти члены представляют собой потоки импульса через границы ячейки и включает в себя конвективную и диффузионную составляющие. Конвективная составляющая находится из расчета распада произвольного разрыва (РПР) на границах ячейки, производимого по линеаризованным формулам. После расчета РПР определяется перетекающая через каждую границу масса, несущая с собой конвективную составляющую полного импульса ($P + \rho u^2$). Конвективные составляющие субстанций: $\rho v, \rho w, \rho i^*, \rho k, \rho \epsilon, \bar{c}$ определяются с учетом значений этих параметров в "донорской" ячейке. Диффузионные составляющие потоков через границы ячейки находятся по градиент-

ному механизму, который в силу аналогии Рейнольдса распространяется на все субстанции. Турбулентные напряжения определяются как произведение турбулентной вязкости и градиента средней скорости, записанного в конечноразностном виде. В результате конвективного и диффузионного переноса на гранях ячейки количество субстанции f к моменту $t + \Delta t$ становится равным

$$f^{m,n} = f_{m,n} + \sum_1^4 \Pi f_{\text{диф.}} + \sum_1^4 \Pi f_{\text{конв.}}, \quad (3)$$

где Πf - поток субстанции f через границы ячейки.

Уравнение (3) однозначно разрешается относительно параметров $\rho, u, v, w, \bar{c}, K, \varepsilon$.

Значения параметров потока в ячейках на границе рабочего объема определяются по условию "непротекания" газа из рассматриваемой ячейки. Касательное напряжение на стенке находится с помощью логарифмического "закона стенки". Величина удельного теплового потока на стенке определяется через касательное напряжение с помощью аналогии Рейнольдса. Граничные условия в области окон задают потоки массы и энтальпии втекающего воздуха, а также составляющие импульса по осям X, R, φ . Здесь используются полученные в работе экспериментальные данные для коэффициентов расхода в окнах, а также для углов действительного направления вектора скорости в окнах. Осесимметричная модель цилиндра предполагает, что в расчете площадь окон равномерно "размазана" по всей окружности цилиндра с плотностью, определяемой коэффициентом использования периметра окон. Расчет скорости струи производится по перепаду давления внутри и вне цилиндра. Абсолютная скорость на входе в цилиндр раскладывается на составляющие по осям X, R, φ .

На базе созданной 2-х мерной модели разработана математическая модель движения и испарения 2-х мерного турбулентного топливного факела в дизеле, учитывающая основные закономерности движения газок капельной среды. Линиями расчетной сетки в меридиональной плоскости пространство вокруг факела разбивается на ячейки размером ΔX и ΔZ соответственно вдоль оси факела и по радиусу. Система уравнений описывает турбулентное движение газа и ряда фракций капель. Структура уравнений аналогична

описанной ранее. Здесь используется К-Э модель турбулентности, учитывающая наличие дисперсной фазы. Данная модель должна быть дополнена следующими механизмами взаимодействия капельной и газовой фаз:

1. Распыл струи на капли ряда фракций;
2. Дробление капель под действием аэродинамических сил;
3. Коагуляция капель;
4. Сопротивление движению капель в газе;
5. Турбулентная диффузия капель;
6. Теплообмен между каплей и газом;
7. Поправка в К-Э модель вследствие 2-х фазности потока.

Модель не привязана к конкретным механизмам взаимодействия капель и газа. Они могут с течением времени заменяться на более совершенные, это будет способствовать уточнению модели.

Важно отметить одну обстоятельство, которое значительно упрощает расчет факела. Метод Годунова основан на обмене массы, импульса и энергии между ячейками. Учет движения и испарения капель также приводит к обмену массы, импульса и энергии между каплями и газом в ячейке. В алгоритмическом плане это означает, что расчет движения и испарения капель учитывается путем включения добавочных членов в баланс массы, импульса и энергии для каждой ячейки. Тестовые расчеты показали, что численное решение устойчиво при числе Куранта $\leq 0,25$.

Для расчета течения во впускной и выпускной системах принята 1-мерная модель течения газа. Модель включает в себя расчет течения в протяженных участках трубопровода и сопряжение параметров потока на стыках трубопроводов, где размещаются следующие элементы ГВТ: диафрагма, газораспределительные органы, узел трубопроводов, турбина и компрессор. Расчет протяженных участков трубопровода производится 1-мерным явным методом Годунова 1-го порядка с учетом трения и теплообмена со стенками. Сопряжение параметров потока на стыках трубопроводов производится на основе теории РИР. Конфигурация РИР, образующаяся при отражении волн от турбины и от компрессора, включает в себя зону отбора или подвода энтальпии к потоку. Количество отбираемой или подводимой энтальпии определяется по характеристике турбины или компрессора.

В главе 3 описывается созданный автором программный комп-

лекс "Газодинамика ТПД". Комплекс предназначен для газодинамического расчета любой возможной схемы ГВТ 2-х и 4-х тактных ТПД. Это достигается открытой модульной структурой, когда каждый модуль предназначен для расчета определенного элемента ГВТ. Используя эти модули, легко самостоятельно построить из них управляющую программу (УП), соответствующую конструктивным особенностям исследуемого двигателя. При создании комплекса реализовано стремление к уменьшению труда пользователя на составление УП. Это выразилось, в частности, в создании специальной системы диагностики, встроенной в каждый модуль. Заголовок модуля имеет диагностический параметр. При определенном его значении на печать выводятся все входные и выходные параметры модуля. При неприемлемом сочетании входных параметров происходит останов с выдачей на печать диагностической информации. Комплекс легко реализуется на любой ЭВМ. В работе приведено описание банка модулей. Приведены рекомендации по составлению и отладке УП, рассмотрен конкретный пример по составлению УП для газодинамического расчета 6-ти цилиндрического двигателя.

Глава 4 посвящена экспериментальным исследованиям на моделях и на двигателе, проведенным с участием автора. Модель впускной коробки и цилиндра двигателя с ПДП, используемая для статической продувки, включает в себя цилиндр, в выточке которого устанавливаются сменные продувочные пояса окон. Вдоль оси по резьбе передвигается шток поршня, перекрывающего окна. Снаружи цилиндр охватывает тонколистная впускная коробка, в которой можно устанавливать ширмы, изменяющие способ подвода воздуха к окнам. Выход воздуха из цилиндра оформлен аналогично. Замер параметров потока в цилиндре проводился в плоскости форсунок с помощью 3-х точечного насадка, установленного на координатном устройстве. Измерения проводились по всему диаметру цилиндра. В каждой точке насадок устанавливался по направлению, при котором достигался максимальный перепад давления в трубке пьезометра. Это позволяет определить абсолютную скорость в точке и ее направление.

Опыты на статической модели показали, что пропускная способность окон сильно зависит от схемы течения в коробке, от угла между направлением потока в коробке и в окнах, а также

от отношения суммарной текущей площади окон к поперечному сечению коробки.

При конструировании впускной системы габаритные ограничения вынуждают конструктора прибегнуть к одностороннему подводу воздуха к цилиндрам. В этом случае необходимо оценить, как такое решение повлияет на пропускную способность. Выяснено, что односторонний подвод ухудшает на $\sim 1/4$ расход воздуха через цилиндр. Односторонний подвод приводит также к сильно выраженной асимметрии эпюр осевой и тангенциальной скорости в цилиндре.

Анализ результатов продувок позволил выделить три типа течения в цилиндре, рис. 1.2. При малом тангенциальном угле наклона окон образуется слабозакрученное течение, характеризующееся низкими значениями тангенциальной скорости. При этом центральная зона цилиндра продувается интенсивно, что благоприятно сказывается на качестве продувки. Однако, недостаточная для организации рабочего процесса тангенциальная скорость заставляет увеличить тангенциальный угол наклона окон. В этом случае образуется течение с интенсивной закруткой, но с плохо продуваемой центральной зоной.

По предложению Л.С.Ронинсона применена схема впускного пояса с двумя рядами круглых окон, нижний ряд которых направлен радиально, а верхний — под тангенциальным углом β_0 . В этом случае удалось достичь приблизительного постоянства осевой скорости по сечению цилиндра и высокой закрутки заряда. Экспериментально найдено и подтверждено расчетом оптимальное соотношение площадей окон верхнего и нижнего рядов, оптимальный угол закрутки β_0 . Опыты показали более высокое гидравлическое совершенство круглых окон по сравнению с прямоугольными.

При втекании воздуха в цилиндр струя отклоняется от направления, заданного геометрическими углами наклона окон γ_0 и β_0 соответственно в меридиональном и тангенциальном направлениях. Опыты, проведенные на увеличенной модели впускного окна, выявили зависимость углов отклонения струй δ_γ и δ_β от геометрических параметров круглых и прямоугольных окон. Величина этих углов зависит от отношения ширины и высоты окна (или диаметра) к его глубине, от относительной величины открытия окон, а также от углов наклона окон. Углы δ_γ и δ_β не зависят от перепада

$$\bar{u} = \frac{u}{u_{cp}}$$

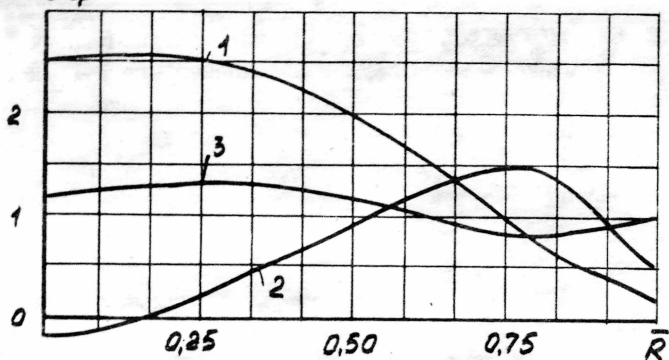


Рис. 1. Профили осевой скорости в цилиндре

1- слабозакрученное течение; 2- сильнозакрученное течение;
3- течение с постоянной осевой скоростью

$$\bar{w} = \frac{w}{w_{cp}}$$

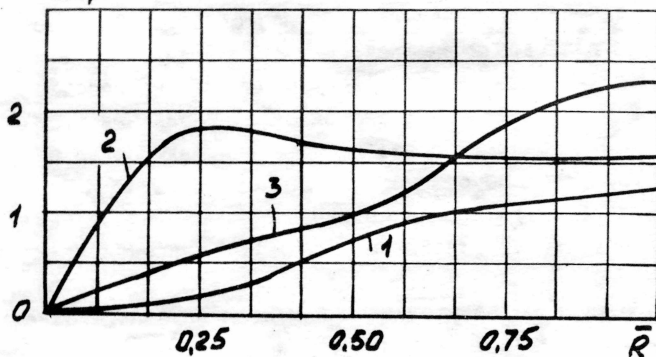


Рис. 2. Профили тангенциальной скорости в цилиндре

1- слабозакрученное течение; 2- сильнозакрученное течение;
3- течение с постоянной осевой скоростью

давления на окнах.

Визуализация протекания газообмена в двигателе с ПДП проведена на гидравлической одноцикловой установке. Поршни модели совершают возвратно-поступательное движение на уровне окон с учетом угла заклинки. Структура течения в меридиональной плоскости цилиндра фиксируется через прозрачные стенки модели с помощью скоростной кинокамеры при освещении методом "светового ножа". В жидкость, моделирующую продувочный воздух, добавляются пластмассовые частицы размером $0,1 \dots 0,2$ мм. Скорость движения фронта продувочного агента определяется по кинограмме, замеряется также объемный расход.

Анализ кинограмм показывает, что в цилиндре при впуске образуется интенсивное закрученное течение с обратным током на уровне впускных окон. Вследствие турбулентных пульсаций центральная зона с большой частотой совершает колебательное движение. Максимум расхода жидкости достигается при угле заклинки $\varphi_3 = 11 \dots 12^\circ$.

В работе приведены результаты исследования рабочего процесса экспериментального I-цилиндрового дизеля с ПДП ДН12/2х12. Испытания заключались в замерах выходных параметров двигателя на установившемся режиме при различных сочетаниях следующих исходных параметров: давление и температура наддувочного воздуха, давление на выпуске, частота вращения, угол опережения впрыска. В опытах исследовались различные схемы подвода воздуха к цилиндру. Здесь выявилось качественное отличие от результатов, полученных при статической продувке: направленный поток при I-стороннем подводе привел не к увеличению пропускной способности, а к дальнейшему ее уменьшению. Объяснение этому заключается в том, что в двигателе коробка с каналом для поступления воздуха и цилиндр являются колебательной системой. В этих условиях неучет нестационарности привел к качественно различным результатам при статической продувке и на двигателе.

Повышение литровой мощности связано с повышением давления наддува. При отсутствии охлаждения температура наддувочного воздуха может достигать высоких значений. Это приводит к существенному изменению условий воздухообмена, смесеобразования и сгорания. В работе исследуется рабочий процесс двигателя при повышении температуры на входе до $t_K = 240^\circ\text{C}$. Получены данные

о периоде задержки воспламенения при разных углах опережения впрыска. Установлено, что изменение периода задержки воспламенения для исследованного диапазона температур может прогнозироваться с помощью известных методик.

В пятой главе проводится проверка адекватности математической модели. Вначале проведена идентификация параметров 2-х мерной модели. Оптимальное разбиение расчетной сетки составляет 13...15 ячеек на радиусе цилиндра, число Куранта равно 0,3. Начальное значение закрутки потока в цилиндре практически не влияет на результаты расчета.

Методом установления во времени рассчитывалось стационарное течение воздуха в цилиндре модельной установки. Получено адекватное описание полей скорости для слабозакрученного, сильнозакрученного и течения с постоянным значением осевой скорости.

Детальная проверка модели в части описания турбулентной структуры потока проводилась путем сравнения расчетов с экспериментальными данными, полученными в Английском Королевском Колледже. Эти данные получены на модельном двигателе с осесимметричной конфигурацией рабочего объема и газораспределительных органов. Получено хорошее качественное и количественное соответствие данных для среднего течения, интенсивности и масштаба турбулентности на тактах впуска и сжатия в следующих случаях: а) плоский поршень, наличие и отсутствие закрутки; б) осесимметрично расположенная цилиндрическая камера сгорания в поршне, наличие и отсутствие закрутки.

На рис. 3 приведены некоторые расчетные и экспериментальные результаты.

Разработанная осесимметричная модель применена для расчета течения в реальном двигателе с несимметричным расположением клапанов. Эксперименты показывают, что структура заряда к моменту окончания впуска близка к осесимметричной, а интенсивность турбулентности определяется скоростью впускной струи. Это позволило при соответствующем задании параметров впуска адекватно рассчитать структуру течения в процессе сжатия в реальном двигателе. Хорошая сходимость результатов наблюдается при отсутствии и при наличии закрутки в цилиндре.

Проверка 2-х мерной модели в части расчета показателей

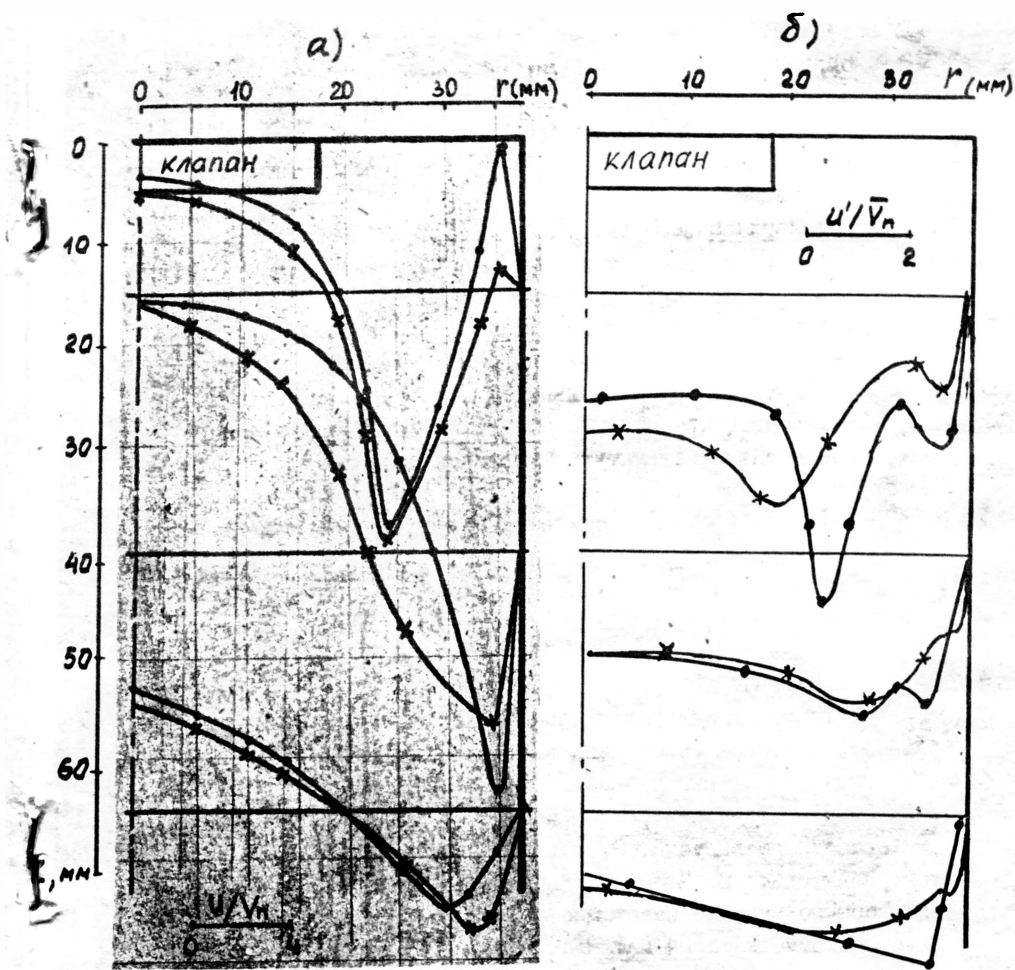


Рис.3. Профили (а) осевой скорости и (б) интенсивности турбулентности в цилиндре с плоским поршнем при 90° ПКВ
 —●— эксперимент —×— расчет

газообмена проводилась путем сравнения с экспериментальными данными, полученными рядом авторов на 2-х тактных двигателях с ЦДП типа Д100, 5ТДФ, 6ДН12/2х12. Сопоставление расчетных и экспериментальных показателей газообмена показало их хорошее соответствие.

Комплексная проверка 1-мерной модели заключалась в сопоставлении экспериментальных и расчетных диаграмм давления, полученных в разных точках впускной и выпускной систем развернутого двигателя 6ДН12/2х12. Модель достаточно хорошо описывает волновые процессы в системах.

Шестая глава посвящена практическому применению разработанного программно-методического аппарата для анализа газообмена в авиационном дизеле ДН-200. Математическое моделирование позволило получить данные по следующим направлениям:

- показатели газообмена в цилиндре на основных режимах;
- подтверждение оптимальности конструкции впускных окон, найденной при статической продувке модели цилиндра;
- определение структуры течения в цилиндре при продувке и при сжатии. Определение вихревого отношения и параметров турбулентности в камере сгорания в момент впрыска топлива;
- оценка амплитуды колебаний давления и определение средней скорости газа во впускной и выпускной системах;
- оценка степени неравномерности расхода воздуха по цилиндрам.

Численное моделирование позволяет выяснить основные особенности процесса газообмена в цилиндре (рис. 4). При открытии выпускных окон в них устанавливается сначала надкритический, а затем докритический режимы истечения или так называемый режим свободного выпуска. Этот режим длится $\sim 20^\circ$ ПКВ, и из цилиндра вытекает 30 % отработавших газов. При открытии впускных окон обычно вначале имеет место обратный заброс газов во впускную систему, который затем сменяется процессом впуска. При втекании воздуха вблизи оси цилиндра на уровне впускных окон образуется зона интенсивного вращения. Это связано с тем, что частицы воздуха, проникая с периферии к оси цилиндра, испытывают ускорение Кориолиса и увеличивают свою угловую скорость. В зоне интенсивного вращения происходит повышенная генерация

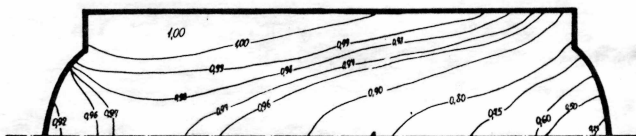
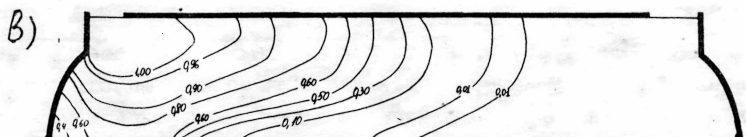
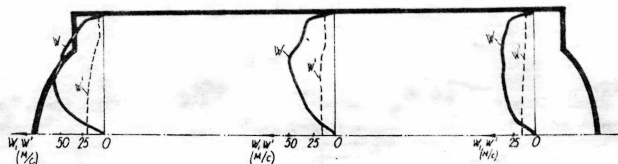
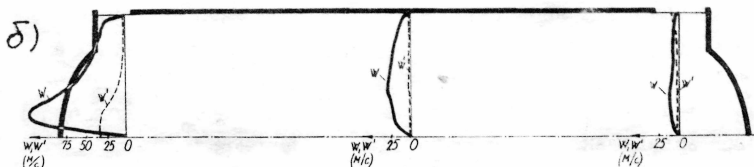
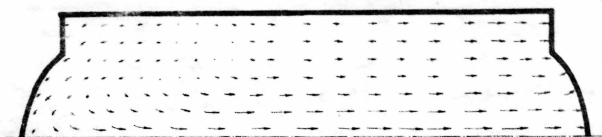
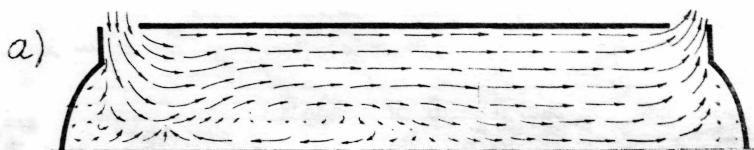


Рис. 4. Структура заряда в цилиндре при продувке в НМТ ($\varphi = 180^\circ$ пкв), закрытии окон ($\varphi = 240^\circ$ пкв):

- а) поле скорости в меридиональной плоскости;
- б) поле тангенциальной скорости и интенсивности турбулентности;
- в) поле концентрации свежего заряда

турбулентности. Вследствие наличия центробежных сил в месте наибольшей закрутки на уровне окон образуется разрежение, и вдоль оси цилиндра развивается обратное течение. Наличие центробежных сил препятствует проникновению более плотного продувочного воздуха к оси цилиндра, и там образуется непродуваемая вихревая зона в виде конуса, обращенного своей вершиной к впускному поршню. Размер этой зоны, в основном, определяет величину показателей газообмена. Расчеты показывают, что при отсутствии закрутки непродуваемая зона образуется у стенки цилиндра, а основная масса продувочного воздуха проходит через центр цилиндра, обеспечивая послонное вытеснение отработавших газов. Уровень турбулентности в цилиндре не высок, поскольку отсутствует мощный источник генерации турбулентности в виде тангенциального вихря. Несмотря на неплохие значения показателей газообмена, данный способ продувки не обеспечит качественного смесеобразования и сгорания вследствие малого уровня турбулентности.

Продолжение расчета 2-х мерного течения в цилиндре после закрытия окон позволяет определить структуру заряда в процессе сжатия. На большей части хода сжатия наблюдается пологое уменьшение тангенциальной скорости и интенсивности турбулентности. В конце сжатия появляются вытеснительные потоки к центру камеры. Частицы газа перемещаются вдоль радиуса в условиях неравномерного поля тангенциальной скорости и тем самым вызывают генерацию турбулентности. Наличие вытеснительных потоков совместно с высоким уровнем турбулентности ($U' \approx 8$ м/с) способствует выравниванию по объему камеры полей концентрации, температуры и турбулентности. Интегральный масштаб турбулентности в камере составляет 1,4...1,7 мм. Профиль тангенциальной скорости в пределах камеры сгорания близок к закону вращения твердого тела, а в периферийной области — к закону потенциального вихря. Вихревое отношение двигателя, вычисленное по скорости вращения центральной зоны, равно 11,8.

7 глава посвящена теоретическому обобщению на основе теории подобия результатов по газообмену в 2-х тактном двигателе с ПДП. Из общих физических соображений следует, что многофакторность не является собственным свойством рассматриваемого явления. В действительности влияние отдельных параметров проявляется не порознь, а совместно в определенных совокупностях, ха-

рактерных для данного процесса и являющихся безразмерными критериями подобия.

На процесс газообмена оказывают влияние геометрические параметры: ход S , диаметр D , длина шатуна $L_{ш}$, высота впускных, выпускных окон h_s, h_b , рабочий объем цилиндра V_h , угол тангенциального наклона впускных окон β_0 , угол заклинки φ_3 . Пропускная способность цилиндра зависит от гидравлического сопротивления впускных, выпускных окон и от перестройки потока внутри цилиндра. Удобно оперировать одной величиной эквивалентного проходного сечения, которая получена из гидравлических соображений путем замены последовательно расположенных проходных площадей впуска, поперечного сечения цилиндра и выпуска.

$$F_{\Sigma} = \sqrt{\frac{F_s^2 F_b^2 F_4^2}{F_s^2 F_b^2 + F_s^2 F_4^2 + F_b^2 F_4^2}}, \quad (4)$$

где F_s, F_b, F_4 - поперечное сечение впускных, выпускных окон и цилиндра.

Из режимных параметров на процесс газообмена оказывают влияние давление p_k и плотность ρ_k воздуха на впуске, давление p_z на выпуске, частота вращения n . Параметры индикаторного процесса влияют слабо.

Совокупность указанных выше заранее известных параметров составляет условия однозначности процесса газообмена, и из этих параметров составляются безразмерные определяющие критерии подобия.

Условия геометрического подобия заключаются в равенстве у двух сравниваемых двигателей симплексов геометрической природы: $S/D, S/L_{ш}, h_s/S, h_b/S, \varphi_3$.

Кинематическое подобие двигателей заключается в равенстве у них отношений скоростей потока в сходственных точках тракта. Из рассмотрения осредненных за цикл скоростей потока в окнах и в цилиндре в осевом и тангенциальном направлениях получена следующая совокупность критериев: $D^2/F_s, F_b/F_s, \beta_0$.

Для нахождения критериев динамического подобия необходимо сначала определить величины, характерные для рассматриваемого процесса. За характерную длину $\bar{l}$ удобно принять длину столба

воздуха, прошедшего через сечение F_{Σ} и наполнившего рабочий объем V_h , т.е. $\bar{e} = V_h / F_{\Sigma}$. За характерное время процесса принимается период цикла $\bar{T} = 60/n$, а характерное значение скорости определяется как $\bar{u} = \sqrt{(P_k - P_z) / \rho_k}$. Для скорости звука и вязкости можно взять параметры среды на впуске: a_k, ν_k .

Важнейшим критерием для машины с периодическим действием, какой является поршневой двигатель, является критерий гомохронности

$$Sh = \frac{\bar{e}}{\bar{u} \bar{T}} = \frac{V_h \cdot n / 60}{F_{\Sigma} \sqrt{(P_k - P_z) / \rho_k}}.$$

Ввиду того, что при $P_k \rightarrow P_z$ $Sh \rightarrow \infty$, то в качестве критерия удобнее применять величину, обратную Sh :

$$\Pi = \frac{F_{\Sigma}}{V_h \cdot n / 60} \sqrt{\frac{P_k - P_z}{\rho_k}} = \frac{1020 F_{\Sigma}}{V_h \frac{n}{\sqrt{T_k}}} \sqrt{1 - \frac{P_z}{P_k}}. \quad (5)$$

Величину Π будем называть критерием продувки. Физический смысл этого критерия можно рассматривать как соотношение между потребным временем для заполнения рабочего объема и периодом цикла.

Получим выражение для критерия Маха

$$M = \frac{\bar{u}}{\bar{a}} = \frac{\sqrt{(P_k - P_z) / \rho_k}}{\sqrt{k R T_k}} = \sqrt{\frac{1}{k} \left(1 - \frac{P_z}{P_k}\right)} \quad (6)$$

Из этого выражения видно, что подобие по числу M соблюдено, если выполняется $P_z / P_k = idem$.

Получим выражение для критерия Рейнольдса. Здесь за характерный поперечный размер удобно принять ширину окна b , тогда

$$Re = \frac{b \bar{u}}{\nu} = \frac{b \sqrt{(P_k - P_z) / \rho_k}}{\nu_k}. \quad (7)$$

Задача о газообмене может быть сформулирована как нахождение зависимости показателей газообмена от полученной выше совокупности определяющих критериев подобия. Для выполненного дви-

гателя критерии геометрического и кинематического подобия остаются неизменными. Кроме того, учитывая, что течение в двигателе, в основном, происходит с относительно малыми скоростями, то можно пренебречь условием подобия по критерию M . Рассматривать условие подобия по критерию Re обычно нет необходимости (за исключением режима работы высотного двигателя), поскольку при обычных для наземного двигателя параметрах процесс течения в окнах находится в области автомодельности. Тогда величина показателей газообмена будет являться однозначной функцией критерия продувки Π .

$$\eta_v, \varphi = f \left(\frac{1020 F_z}{V_h \frac{n}{\sqrt{T_k}}} \sqrt{1 - \frac{P_z}{P_k}} \right) \quad (6)$$

Имеется глубокое физическое сходство между этими зависимостями и характеристиками лопаточных машин. В самом деле, в зависимостях (8) аналогично как и для лопаточных машин расходные по сути показатели η_v и φ связаны с приведенными оборотами $n/\sqrt{T_k}$ и с отношением давлений P_z/P_k . Поэтому зависимости (8) можно трактовать как обобщенную гидравлическую характеристику (ОГХ) 2-х тактного двигателя. На рис. 5 приведена экспериментальная зависимость безразмерного расхода $\eta_v \varphi$ от критерия продувки для опытного двигателя РБМ ДНБ, 4/2х6, 4. Видно, что все точки укладываются на одну линию, исходящую из начала координат. Определение зависимостей $\eta_v = \eta_v(\Pi)$, $\varphi = \varphi(\Pi)$, $\gamma_z = \gamma_z(\Pi)$ проведено расчетом с помощью 2-х мерной модели.

При обосновании зависимости (8) не делалось никаких предположений о схеме продувки, поэтому нужно признать, что ОГХ присуща для любого типа 2-х тактного двигателя.

ОГХ двигателя получена в предположении постоянных значений P_k и P_z . Однако в реальном двигателе при ограниченном объеме впускной и выпускной коробок P_k и P_z изменяются со значительной амплитудой, причем волновая картина очень сильно меняется с частотой вращения.

На рис. 6 представлена ОГХ для двигателя ДН12/2х12 с ограниченным объемом впускной и выпускной коробок. Видно, что точки, полученные для различных частот вращения укладываются на разные линии. Волновая природа расщепления ОГХ доказывается тем, что здесь величина $\eta_v \varphi$ немонотонно изменяется по частоте

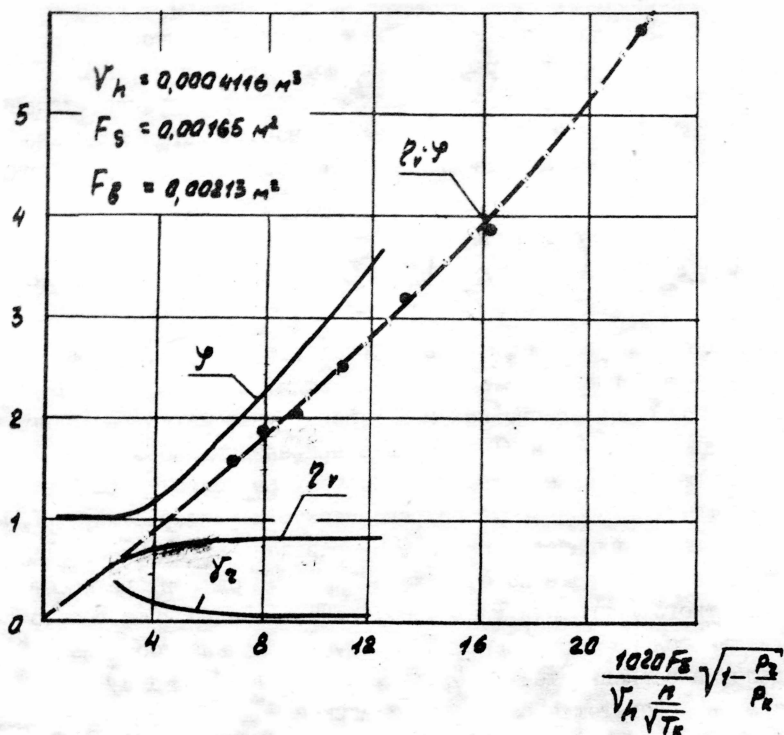


Рис.Б. Обобщенная гидравлическая характеристика для ОШД РКБМ (ДН6,4/2х6,4)

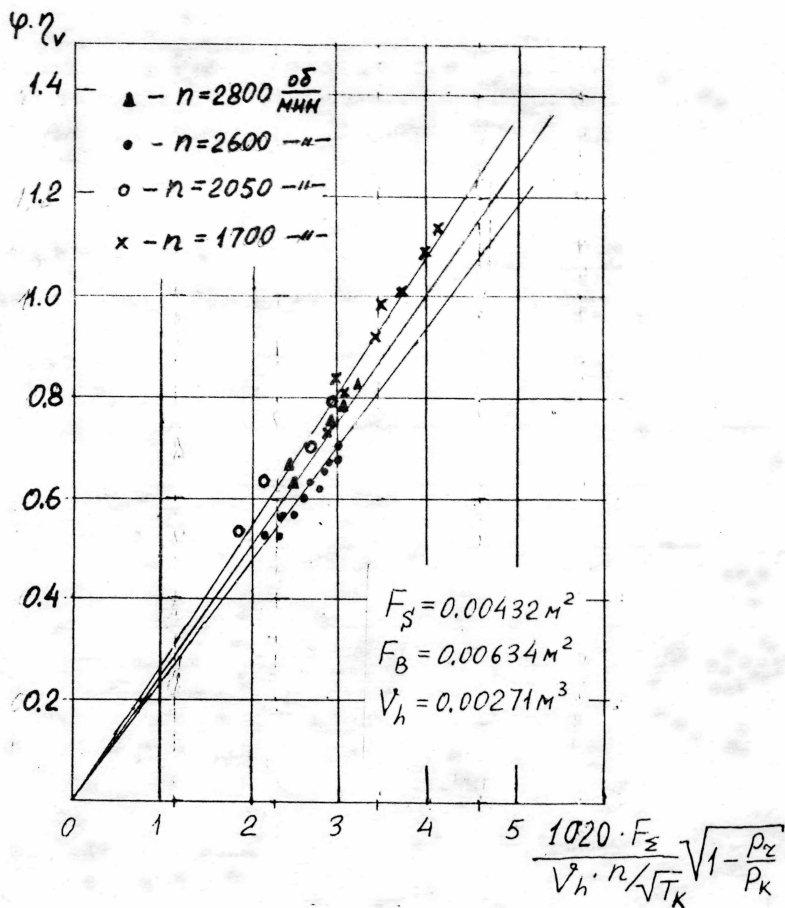


Рис. 6. Влияние волновых явлений в системах на обобщенную гидравлическую характеристику двигателя ДН12/2х12

те вращения.

ОГХ нашла свое практическое применение при расчете ВСХ авиационного ТПД. Этот расчет целесообразно проводить с помощью модели идентификации рабочего процесса двигателя. Модель идентификации строится на базе опытных данных и представляет собой зависимость от условий работы выходных показателей дизеля: расхода воздуха, выходной мощности, температуры выпускных газов и теплового потока в систему охлаждения. Расчет ВСХ заключается в согласовании расхода и работы дизеля с характеристиками турбины и компрессора и нахождение линии их совместной работы. Модель идентификации рабочего процесса дизеля с ПДП основывается на методике С.И.Погодина. Данная методика нуждается в задании показателей газообмена. С помощью ОГХ можно при минимуме вычислительной работы и достаточно точно определить показатели газообмена в зависимости от условий работы двигателя.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана численная математическая модель 2-х мерного осесимметричного нестационарного турбулентного движения воздуха и газа в цилиндре двигателя. Модель адекватно описывает турбулентное течение в цилиндре при впуске и сжатии для плоского поршня, при камере сгорания в поршне, при наличии и при отсутствии закрутки заряда на впуске. Модель позволяет определить интенсивность и масштаб турбулентности и вихревое отношение в конце сжатия при асимметрично расположенном впускном клапане.

2. Основным фактором, определяющим протекание газообмена в двигателе с ПДП, является возникновение на оси цилиндра конусообразной непродуваемой вихревой высокотурбулизированной зоны. Размер зоны определяет, в основном, величину показателей газообмена.

3. Турбулизация заряда и наличие радиального вытеснительного потока при сжатии в двигателе с ПДП приводят к выравниванию по объему камеры сгорания концентрации воздуха, температуры и характеристик турбулентности. Профиль тангенциальной скорости в пределах камеры близок к закону вращения твердого тела.

4. Разработана численная математическая модель движения и испарения 2-х мерного осесимметричного нестационарного турбулентного топливного факела. Модель учитывает основные закономер-

ности движения и взаимодействия газа и капель.

5. Разработанный программный комплекс "Газодинамика ППД" показал свою пригодность для газодинамического расчета многоцилиндровых 2-х и 4-х тактных ППД с разными схемами газозаборного тракта. Комплекс может использоваться на любом типе ЭВМ, он имеет открытую модульную структуру и снабжен встроенной системой диагностики.

6. Статическая продувка различных конструкций поясов впускных окон позволила установить три основных типа течения в цилиндре с качественно различным распределением осевой скорости:

- а) слабозакрученное с продуваемой центральной зоной;
- б) сильнозакрученное с продуваемой периферийной зоной;
- в) равномерная продувка цилиндра при достаточно сильной закрутке периферийной зоны.

Реализация последнего типа течения достигается при использовании 2-х рядного пояса круглых окон, который позволяет расширить возможности управления структурой потока в цилиндре и осуществить эффективный газообмен, высококачественный индикаторный процесс и удовлетворить требованиям технологии изготовления.

7. Установлена сильная зависимость пропускной способности цилиндра от схемы течения воздуха в коробке. Так переход от 2-х стороннего подвода к 1-стороннему уменьшает расход через двигатель на $\sim 1/4$ и повышает степень асимметрии течения в цилиндре. В реальном двигателе коробка и цилиндр являются колебательной системой, поэтому статическая продувка может дать качественно различные результаты по сравнению с данными, полученными на двигателе.

8. Проведено исследование влияния повышенной температуры наддувочного воздуха на протекание рабочего процесса. Повышение температуры воздуха до $t_k = 240^\circ\text{C}$ не выявило отклонений от устоявшихся представлений о влиянии t_k на параметры рабочего процесса.

9. Исходя из физической картины течения в цилиндре 2-х тактного двигателя с ППД на основе теории подобия получена система определяющих критериев геометрического, кинематического и динамического подобия. Наиболее важным из них является критерий продувки, характеризующий условия гомохронности и объеди-

няющий в себе приведенные обороты двигателя и отношение давлений на впуске и на выпуске.

10. Получена критериальная зависимость расхода воздуха и показателей газообмена 2-х тактного двигателя с ПДП от критерия продувки. Эта зависимость может быть интерпретирована как обобщенная гидравлическая характеристика (ОГХ) 2-х тактного двигателя. Имеется глубокая аналогия между ОГХ 2-х тактного двигателя и характеристиками лопаточных машин: турбины, компрессора. На характер протекания ОГХ оказывают влияние волновые процессы во впускной и выпускной системах. ОГХ присуща для любого типа 2-х тактного двигателя. ОГХ нашла практическое применение при расчете ВСХ авиадвигателя.

Список опубликованных работ по теме диссертации

1. Рудой В.П., Березин С.Р. Расчет на ЭВМ показателей газообмена ДВС: Учебное пособие. УАИ, Уфа, 1979. - С. 91.
2. Березин С.Р., Круглов М.Г. Метод расчета 2-х мерного течения вязкого теплопроводного газа // Двигателестроение. - 1982. - № 9. - С. 3-7.
3. Агапитов О.Н., Березин С.Р., Круглов М.Г. и др. Объемная жидкостная модель для исследования газообмена комбинированного 2-х тактного двигателя // Изв. ВУЗов. Машиностроение. - 1983. - № 7. - С. 53-57.
4. Березин С.Р., Круглов М.Г. Расчет нестационарного течения газа в выпускной системе КДВС с учетом выполнения интегральных законов сохранения // ДВС: Респ. межвед. науч.-техн. сб., Вып. 37. - Харьков. 1983. - С. 18-22.
5. Березин С.Р., Гришин Ю.А., Манджгаладзе А.А. Определение параметров газа за клапаном для расчета нестационарного течения в выпускном трубопроводе ДВС // ДВС: Респ. межвед. науч.-техн. сб., Вып. 40. -(Харьков)-1984. - С. 72-75.
6. Агапитов О.Н., Березин С.Р., Стрелков В.П. Влияние угла заклинки коленчатых валов на газообмен 2-х тактного дизеля с ПДП // Изв. ВУЗов. Машиностроение. - 1984. - № 12. - С. 67-70.
7. Березин С.Р., Агапитов О.Н. Математическая модель 2-х мерного осесимметричного турбулентного движения газа в цилиндре двигателя с ПДП // Двигателестроение. - 1985. - № 4. - С. 3-7.

8. Березин С.Р. Модель численного расчета развития турбулентного топливного факела в дизелях // Изв. БУЗов. Машиностроение. - № 4. - 1985. - С. 73-77.
9. Круглов М.Г., Березин С.Р. Математическое моделирование 2-х мерного турбулентного движения газа в цилиндре 2-х тактного двигателя // Тезисы докл. Всесоюз. конф. по теории и расчету ДВС. - Тбилиси, 1985. - С. 80.
10. Березин С.Р., Агапитов О.Н., Круглов М.Г. Математическое и физическое моделирование движения газа в цилиндре 2-х тактного двигателя // Сб. докл. У Международного симпозиума Мотор-Симпо-86. - М., 1986. - С. 12-15.
11. Березин С.Р., Семенов В.Г. Расчетно-экспериментальное исследование газообмена в цилиндре 2-х тактного дизеля // Перспективы развития КДВС новых схем: Тезисы Всесоюз. науч.-техн. конф. - М., 1987. - С. 49.
12. Агапитов О.Н., Березин С.Р., Стрелков В.П. Особенности продувки наполнения в двигателе с ЦДП // Перспективы развития КДВС новых схем: Тезисы Всесоюз. науч.-техн. конф. - М., 1987. - С. 52.
13. Иткис Е.М., Березин С.Р., Дульгер М.В. Математическое описание движения газа в цилиндре двигателя с использованием модели турбулентности // Перспективы развития КДВС новых схем: Тезисы Всесоюз. науч.-техн. конф. - М., 1987. - С. 71.
14. Березин С.Р. Исследование газообмена в 2-х тактных дизелях с ЦДП // Труды международной конф. KONES'89. - Вроцлав, (Польша), 1989. - С. 1-16.
15. Березин С.Р., Семенов В.Г. Расчетно-экспериментальное исследование газообмена в цилиндре 2-х тактного двигателя Д100 // ДВС: Респ. межвед. научн.-техн. сб., Вып. 49. - М., 1989. - С. 62-63.
16. Иткис Е.М., Березин С.Р., Дульгер М.В. Двумерное моделирование турбулентного потока в поршневых двигателях в процессе впуска // Двигателестроение. - 1990. - № 8. - С. 15-17.
17. Beresin S.R., Itkis E.M., Doulger M.V. Two-dimensional modelling of the turbulent flow in the piston engine at the suction and compression. // KONES'90. - Gdansk (Poland), 1990. - P. 16-25.

Ю. Березин С.Р. Универсальный программный комплекс "Газодинамика ТПД" // Труды ЦИАМ, 1990. - 107 с.