

М298658

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. П.Э.Баумана

На правах рукописи

Сергейко Анатолий Иванович

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИЖЕНИЯ

ЗАРЯДА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ

(специальность 05.04.02. - тепловые двигатели)

Автореферат диссертации
на соискание
ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1976

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена
Трудового Красного Знамени высшем техническом училище
им. Н.Э.Баумана

Научный руководитель -
доктор технических наук,
профессор, Заслуженный деятель
науки и техники РСФСР

Внурбов Д.Н.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Драганов Б.Х.,
кандидат технических наук, доцент Радзивиан А.С.

Ведущее предприятие - Государственный союзный научно-исследо-
вательский тракторный институт (НАТИ).

Защита диссертации состоится " " 1976 г.
в часов на заседании специализированного совета К 33/5
по тепловым машинам и теоретическим основам теплотехники
МВТУ им. Н.Э.Баумана по адресу: г.Москва, 107005, Лефортовс-
кая наб., 1, корпус факультета "Энергетическая техника".

С дис
им. Н.Э.

ТУ

Авто

76 г.

Отз
печатью
107005, 2
К-33/5.

ый
ква,
совета

Учен

Э.А.

M298658

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Основным направлением увеличения литровой мощности двигателей является применение газотурбинного наддува. Однако рост цикловой подачи топлива в цилиндр дизеля при этом предъявляет повышенные требования к организации процессов смесеобразования и сгорания. Опыт показывает, что получению хорошей смеси топлива с воздухом способствует направленный движение последнего. Исследования, выполненные в Лаборатории двигателей АН СССР, МАДИ, МВТУ им. Баумана, НАМИ, НАТИ, на ЯМЗ, подтвердили целесообразность создания вращательного движения заряда в дизелях автотракторного типа с непосредственным впрыском. Изучению характеристик вращающегося заряда в цилиндре 4-тактного двигателя посвящены работы В.Н.Иванова, Н.Н.Б.Карева, В.В.Эфроса, В.Е.Мазинга, А.С.Хачияна, Б.Н.Давыдова, В.М.Володина и других отечественных и зарубежных исследователей. Результаты этих работ указывают на необходимость согласования параметров топливopодачи с интенсивностью вращения заряда цилиндра.

Для расчета характеристик топливного факела нужно знать уровень и распределение скоростей заряда по объему камеры сгорания, влияющих также на теплоотдачу в стенки цилиндра. Несмотря на большое число работ по исследованию аэродинамики камер сгорания автотракторных дизелей еще нет надежной методики расчетного определения характеристик вращающегося заряда. Поэтому согласование скорости вращения заряда и формы камеры сгорания с параметрами топливopодачи производится обычно при экспериментальной доводке рабочего процесса, которая оказывается весьма сложной, трудоемкой, длительной и требует высокой квалификации инженеров-исследователей. С увеличением размеров цилиндра эти трудности возрастают, чем можно объяснить малое количество работ, посвященных изучению аэродинамики неразделенных камер сгорания 4-тактных дизелей с наддувом и диаметром цилиндра свыше 150 мм. До сих пор отсутствовали данные о полях скоростей в цилиндрах таких размеров, а также сведения об изменении характеристик вращающегося заряда в течение такта сжатия.

Цель работы. Целью работы является изучение структуры вра-

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1298658

Сергейко П.И. Исследования

1298658

шающегося заряда в цилиндре большого диаметра и основных причин потерь момента количества движения (МКД) заряда в тактах наполнения и сжатия, а также создание расчетного метода определения основных характеристик вращающегося заряда. В соответствии с поставленной целью задачами исследования явились:

- 1) изучение структуры потоков в цилиндре дизеля при статической продувке;
- 2) исследование характеристик вращающегося заряда при динамической продувке;
- 3) анализ причин потерь МКД заряда;
- 4) разработка методики расчета отдельных составляющих потерь МКД заряда.

Научная новизна работы заключается в исследовании характеристик вращающегося заряда в цилиндре большого диаметра, разработке модели движения потоков при наполнении цилиндра 4-тактного двигателя и в определении на ее основе главных потерь МКД заряда. В работе предложена также методика расчетного определения начального МКД заряда в щели клапана с учетом изменения давления в цилиндре и смежных с ним системах.

Практическая ценность работы. Предложенная методика расчетного определения значений основных потерь МКД заряда позволяет найти величину начального МКД в щели клапана, необходимую для проектирования впускного тракта двигателя, или решить обратную задачу: по имеющимся характеристикам впускного канала определить ожидаемую интенсивность вращения заряда к моменту впрыска топлива, которая нужна для выбора параметров топливной аппаратуры и расчета процесса смесеобразования.

Результаты исследования структуры потоков в цилиндре большого диаметра дают возможность расчетным путем определять характеристики топливных факелов и тем самым значительно сократить длительность доводки рабочего процесса дизеля.

Из анализа опытных данных следует, что и для цилиндров больших диаметров можно производить оценку интенсивности вращения заряда в конце такта сжатия по результатам статической продувки, осуществление которой в условиях производства достигается с меньшими затратами времени и средств.

Реализация работы в промышленности. Результаты диссертации

ционной работы в виде технических отчетов переданы Коломенскому тепловозостроительному заводу им. В.В.Куйбышева для их практического использования.

Апробация работы. Диссертационная работа заслушивалась на заседании кафедры комбинированных двигателей внутреннего сгорания МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1975 г.

Разделы работы докладывались и обсуждались на научно-технической конференции в МВТУ им.Н.Э.Баумана в 1969 г., на VIII, IX, XI, XII научно-технических конференциях в Ивано-Франковском институте нефти и газа в 1972, 73, 75, 76 гг., на XVII научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава вузов Закавказских республик в Баку в 1973 г.

Объем работы. Диссертация состоит из 6 разделов и списка литературы. Содержание работы изложено на 174 страницах машинописного текста и включает 66 рисунков, таблицу и список литературы на 14 страницах, который состоит из 133 наименований работ отечественных и зарубежных авторов.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первом разделе работы рассмотрены вопросы повышения мощности дизелей путем увеличения давления наддува и показана целесообразность применения вращательного движения заряда вокруг оси цилиндра больших размеров.

Второй раздел посвящен вопросам создания, исследования и расчета вращательного движения заряда в цилиндре 4-тактного двигателя и содержит анализ литературных данных. Рассмотрены различные методы создания вращения заряда вокруг оси цилиндра и их влияние на коэффициент наполнения, проведено сравнение опытных результатов различных авторов по изучению профилей скоростей заряда в цилиндре и методик расчета характеристик вращающегося заряда. На основании анализа литературных данных дается обоснование и постановка задачи исследования.

В третьем разделе рассматривается модель движения воздушных потоков в цилиндре 4-тактного двигателя, которая базируется на струйном втекании воздуха через клапанную щель. Предложенная схема движения струй позволила выделить основные виды потерь МКД, а также создать методику расчета начального МКД

и его основных потерь в тактах наполнения и сжатия при организации вращательного движения заряда с помощью ширмы на впускном клапане, тангенциального и спирального каналов.

Описанию экспериментальной установки и измерительной аппаратуры, методики проведения измерений и обработки опытных данных, оценке погрешностей измерений посвящен четвертый раздел.

В пятом разделе рассмотрены результаты экспериментальных исследований структуры и характеристик вращающегося заряда при статической и динамической продувках цилиндра двигателя типа Д-49, проведено сравнение опытных и расчетных данных.

Шестой раздел включает основные выводы и рекомендации.

ДВИЖЕНИЕ ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА В НЕРАЗДЕЛЬНОЙ КАМЕРЕ СТОРАНИИ

Сложность газодинамических явлений при наполнении цилиндра 4-тактного двигателя, отсутствие достоверных данных о структуре потоков в объеме цилиндра не позволяют создать точной математической модели процесса. Струйный характер втекания воздуха через клапан дает возможность предложить упрощенную схему движения потоков в цилиндре: для этого втекающая струя разбивается на элементарные струйки и рассматривается их движение в цилиндре.

Скорость воздуха, вытекающего из клапана, по крайней мере, на порядок выше скорости поршня. Поэтому воздух быстро достигает днища поршня и растекается по нему, двигаясь к стенке цилиндра. Деформация струйки при растекании по поршню и стенке цилиндра приводит к уменьшению начального МКД струйки. Интенсивность вращательного движения заряда вокруг оси цилиндра при данной скорости втекания определяется углом встречи струек с цилиндрической стенкой. В работе показано, что минимальное значение и соответственно максимальный МКД после расщепления струйки имеет место в том случае, когда проекция на плоскость днища крышки цилиндра $\vec{H}$ вектора скорости струйки

при выходе из клапана перпендикулярна диаметру цилиндра, пересекающему ось впускного клапана. Сравнение профилей скоростей полуограниченных турбулентных струй и вращающегося заряда в цилиндре 4-тактного дизеля показывает, что характер движения заряда определяется распространением втекающей струи.

Согласно предложенной схеме движения потоков в конце такта наполнения наибольшие скорости должен иметь воздух у стенки цилиндра вблизи днища поршня, что подтверждается опытными данными Б.Н. Давыдова. Вследствие обмена количеством движения скорость струи около стенки цилиндра затухает, а в центральной части растет. Сжатие заряда сопровождается выравниванием скоростей по окружности и высоте цилиндра. В работе показано, что в такте сжатия профиль окружных составляющих скорости не должен существенно изменяться. Только в конце сжатия возможна некоторая деформация этого профиля из-за значительного роста относительной площади поверхности трения и перетекания заряда из надпоршневого кольцевого зазора в камеру сгорания.

ПОТЕРИ МКД ЗАРЯДА

Для оценки потерь МКД заряда в цилиндре двигателя в качестве начального принимается значение МКД в щели клапана

$$L_0 = 0,5 \int_{\tau_1}^{\tau_2} \int_0^{h_{\kappa}} \int_0^{2\pi} \rho \omega^2 (d + h \sin 2\alpha) \cos^2 \alpha \cos(\delta - \theta) [\ell \sin \delta - 0,5(d + h \sin 2\alpha) \sin(\delta - \theta)] d\theta dh d\tau, \quad (I)$$

где τ_1 и τ_2 — время открытия и закрытия впускного клапана;

ρ — плотность воздуха в щели клапана.

Смысл остальных величин, входящих в (I), ясен из рис. I.

В работе показано, что осреднение скоростей ω за период впуска приводит к ошибкам в определении L_0 до 30% и более.

При известном законе распределения скоростей в щели впускного клапана, определяемом функцией $f(\theta, h)$, можно записать

$$L_0 = \frac{1}{\omega_{\kappa}} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^{h_{\kappa}} \int_0^{2\pi} \mu_{\text{вп}}^2 \frac{k_3}{k_3 - 1} p_{\kappa} \left(\frac{p}{p_{\kappa}} \right)^{\frac{1}{k_3}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_{\kappa}} \right)^{\frac{k_3 - 1}{k_3}} \right] (d + h \sin 2\alpha) \cos^2 \alpha \cos(\delta - \theta) [\ell \sin \delta - 0,5(d + h \sin 2\alpha) \sin(\delta - \theta)] f^2(\theta, h) d\theta dh d\varphi, \quad (2)$$

где ω_{κ} — угловая скорость вращения коленчатого вала;

φ_1, φ_2 — углы поворота коленчатого вала, соответствующие моментам времени τ_1 и τ_2 ;

$\mu_{ва}$ — коэффициент расхода впускного клапана;

k_3 — показатель адиабаты воздуха;

p, p_k — давление в цилиндре и во впускном трубопроводе.

Из литературного обзора следует, что МКД заряда в конце сжатия существенно ниже начального L_0 . Пока нет единого мнения об основных причинах уменьшения начального МКД. Предложенная модель движения потоков в цилиндре позволила провести анализ причин снижения МКД и оценить величину потерь МКД заряда.

В работе показано, что значительное снижение МКД вызвано деформацией растекающейся по стеке струи воздуха. Для двухмерного растекания элементарной струйки идеальной жидкости шириной α относительная потеря χ начального МКД L_0 равна

$$\chi = (L_0 - L) / L_0 = \alpha / D, \quad (3)$$

где L — суммарный МКД частей струйки после ее деформации;

D — диаметр цилиндра.

Для учета трехмерного характера движения струек вязкого сжимаемого газа в цилиндре вводится коэффициент k . Тогда суммарный МКД струйки после ее деформации запишется в виде

$$L = L_0(1 - k\alpha/D) \quad (4)$$

Выражение (4) в целом для струи, вытекающей из клапана, неприменимо, так как отдельные струйки после деформации могут давать суммарные МКД разных знаков. В таком случае всю струю следует разделить на две части, в каждой из которых находились бы струйки, дающие после деформации суммарный МКД одного знака, и формулу (4) применять к каждой части отдельно.

Для зашпиленного впускного клапана, вытекание из которого происходит радиально с одинаковыми скоростями [$f(q/r) = 1$] формулу (4) можно применять для "эффективной" части струи, определяемой углом θ_e . Значение θ_e зависит от угла охвата γ и изворота ψ ширины. В работе приведены формулы и номограмма для определения угла θ_e . Относительная потеря МКД для зашпиленного клапана с учетом вышепринятых допущений равна

$$\chi = 0,25kC_2(2\alpha + h_{кл}\sin 2\alpha)/D \quad (5)$$

При угле охвата ширины $\gamma = 2\pi/3$, $\psi = 0$ и $k = 1$ относительная потеря МКД за счет деформации струи достигает $1/3$. В

двигателе следует ожидать еще больших значений χ , так как $k > 1$. Характер зависимости L от угла поворота ширмы ψ , полученный расчетным путем, не отличается от опытного.

Из-за отсутствия надежных опытных данных можно принять, что проекции концов векторов скоростей в щели клапана с тангенциальным каналом на плоскость H лежат на эллипсе, фокус которого находится на оси клапана, а большая ось эллипса совпадает с проекцией оси тангенциального канала на плоскости H . При такой эюре скоростей

$$f(\theta, h) = \frac{b}{a} \left[1 + \cos \varphi_0 \sqrt{1 - (b/a)^2} \right]^{-1} \quad (6)$$

и

$$\chi = 0,25 \pi k (2d_1 + h_m \sin 2\alpha) / D \quad (7)$$

В формуле (6) a и b — соответственно большая и малая полуоси эллипса, а φ_0 — полярный угол в уравнении эллипса.

При одинаковых значениях α , d_1 , D , h_m для тангенциального канала χ больше, чем для клапана с ширмой. Сравнение спирального канала, при котором $\delta - \theta = \text{const}$ и $f(\theta, h) = \sec(\delta - \theta)$ с тангенциальным каналом показало, что при небольших начальных МКД в последнем случае χ больше, а при значительной закрутке заряда целесообразнее применять тангенциальный канал. Следует отметить, что при выборе типа канала нужно также учитывать величину коэффициента наполнения, потерь насосных ходов, сложность конструкции крышки цилиндра и ст. зильность характеристик канала при их серийном изготовлении.

Второй причиной снижения МКД заряда является трение о стенку цилиндра, днище поршня и крышку цилиндра. В работе показано, что трение о стенку цилиндра весьма мало сказывается на изменении МКД. Более ощутимы потери за счет трения о днища поршня и крышки цилиндра. При ламинарном пограничном слое на этих днищах относительная потеря МКД на трение при повороте коленчатого вала на угол $\Delta\varphi$ может быть записана в виде

$$\chi_A = 4A \frac{\Delta\varphi}{\pi} \frac{C}{S/D} \frac{1}{3+2/(\varepsilon-1)} Re^{-0.5}, \quad (8)$$

а при турбулентном —

$$\chi_r = 4B \frac{\Delta\varphi}{\pi} \frac{C}{S/D} \frac{1}{3+2/(\varepsilon-1)} Re^{-0.2} \quad (9)$$

Здесь C — отношение угловых скоростей вращения заряда ω_s и коленчатого вала ω_k ; S и $\bar{S}$ — ход и относительное перемещение поршня; ϵ — степень сжатия; $Re = \omega_k R^2 \nu$ — число Рейнольдса; R — радиус цилиндра; ν — кинематический коэффициент вязкости заряда. Анализ опубликованных данных показал, что при плоских днищах поршня и крышки цилиндра и вращении заряда как единого целого можно принимать $A = 1,67$, $B = 0,0548$.

Из результатов расчетов по формуле (9) следует, что трение на днищах существенно изменяет МКД заряда только в конце такта сжатия. Увеличение плотности заряда на впуске и степени сжатия практически не сказывается на относительном изменении МКД. При одинаковых значениях C в начале сжатия меньшим ω_k соответствуют большие относительные потери МКД на трение.

Анализ имеющихся данных показал, что для дизелей с большими размерами цилиндра потери МКД, вызванные нестационарностью процессов, можно не учитывать и расчеты вести в предположении квазистационарного течения в клапане и цилиндре. Для 4-тактных двигателей также можно пренебречь потерями МКД, обусловленными градиентами скоростей по радиусу и высоте цилиндра вне пограничных слоев на стенках.

В работе показано, что для дизелей с непосредственным впрыском топлива в камеру с относительно большим диаметром горловины основными являются потери МКД при растекании струи в процессе наполнения и от трения в конце такта сжатия.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Опытное изучение структуры и характеристик вращающегося заряда производилось при статической и динамической продувках цилиндра дизелей типа Д-49. Для статической продувки была создана специальная установка из серийной крышки, в которой впускные клапаны были заменены клапанами с ширмой ($\gamma = 2\pi/3$), и гильзы цилиндра с отверстиями по ее образующей для размещения тарированного пятиканального шарового зонда.

Для динамической продувки использовался двухцилиндровый V-образный отсек ОД-49, в одном из цилиндров которого был размещен датчик ионного анемометра и клапаны с ширмами, испытанные при статической продувке. В работе применялась разрабо-

танная в МВТУ им. Баумана методика и измерения скоростей заряда в цилиндре двигателя ионами самого вращающегося воздуха.

Специально для исследования воздушных потоков в камере сгорания дизелей типа Д-49 был разработан датчик ионного аномометра оригинальной конструкции, надежно работавший при высоких давлениях и температурах наддувочного воздуха.

Опытные данные, полученные при статической продувке, подтверждают существование струйного течения в цилиндре и правильность выбора расчетной модели. Вблизи дна крышки цилиндра наблюдаются большие градиенты скоростей, при этом максимальные значения окружной w_φ , радиальной w_r , осевой w_z составляющих скорости соизмеримы. По мере удаления от крышки распределение w_φ по окружности цилиндра становится более равномерным вследствие действия сил вязкости, хотя разница между максимальными и минимальными значениями w_z даже на расстоянии хода поршня еще значительна. Радиальные составляющие в этом сечении существенно ниже w_φ и w_z , особенно вблизи стенки.

После достижения струей стенки частицы воздуха в цилиндре движутся г. винтовым линиям с различным шагом, величина которого зависит от положения ширмы и частицы. От стенки к оси цилиндра шаг винтовой линии уменьшается, достигая нуля, а потом увеличивается, при этом частицы уже движутся к крышке цилиндра (рис. 2). Чем ближе $|\varphi|$ к $\pi/2$, тем меньше секундный МКД воздуха и тем больше шаг винтовой линии и неравномерность распределения скоростей по окружности цилиндра. При продувке с клапанами без ширм обратного течения к клапанам, характерного для вращающегося воздуха, обнаружено не было.

В сечениях, удаленных от клапанов на расстояние хода поршня и более, распределение w_φ по радиусу подобно профилю скоростей полуграниченной струи. На оси цилиндра $w_\varphi \neq 0$. Положение точки, в которой $w_\varphi = 0$, меняется по высоте цилиндра и зависит от угла поворота ширмы.

Значения скоростей воздуха в цилиндре определяются высотой подъема клапана, расходом через клапан и положением ширмы. Построенные в относительных величинах профили w_φ при $\varphi = idem$ достаточно хорошо аппроксимируются одной кривой. Для разных радиусов и сечений цилиндра и поворотов клапанов с ширмами су-

шествуют свои "универсальные" профили скоростей.

Результаты продувки показали, что основная часть МКД приходится на массы воздуха, движущиеся вблизи стенки цилиндра. Из сравнения значений χ , определенных по опытным данным и вычисленных по формуле (5) следует, что $k = I, II + 0,56/\psi$, причем $0 \leq |\psi| \leq \pi/2$.

Продувка цилиндра, закрытого поршнем, когда воздух выходил через выпускные клапаны, показала, что характер изменения w_p по радиусу цилиндра подобен полученному при продувке без поршня. Результаты измерения скоростей вблизи поршней с камерой сгорания дизелей типа Д-49 и с плоским днищем свидетельствуют о незначительной деформации профиля w_p около углублений на днище под клапанами.

Полученные при динамической продувке профили w_p подобны усредненным профилям w_p , построенным по результатам статической продувки. От оси цилиндра w_p сначала увеличивается, достигая максимума на радиусе 80 - 90 мм, а далее к стенке уменьшается. Опытные точки при различных положениях шпирометра показывают, что к концу такта сжатия в камере сгорания еще остаются следы струйного характера течения. Изменение МКД масс заряда по радиусу цилиндра аналогично полученному при статической продувке.

При увеличении частоты вращения коленчатого вала n от 330 до 1000 мин⁻¹ наблюдалось пропорциональное повышение МКД без заметного изменения профиля w_p . На распределение w_p по радиусу практически не влияет давление наддува p_k , которое изменялось от 0,1 до 0,45 МПа. С поворотом шпирометра профиль w_p несколько деформировался вблизи оси цилиндра, где вращаются массы с относительно малым МКД. Рост плотности заряда при увеличении p_k практически не сказался на значении χ , что подтверждается расчетами по формуле (9).

На рис.3 представлены опытные данные об изменении относительной условной угловой скорости $\bar{\omega}_s$ заряда в конце сжатия и результаты расчетов по формуле (9) при $B = 0,0548$ (кривая 1). В реальном двигателе скорость падения $\bar{\omega}_s$ выше, что обусловлено формой камеры сгорания и наличием углублений под клапаны. Лучшее согласование с опытом дает расчет при $B=0,27$ (кривая 2).

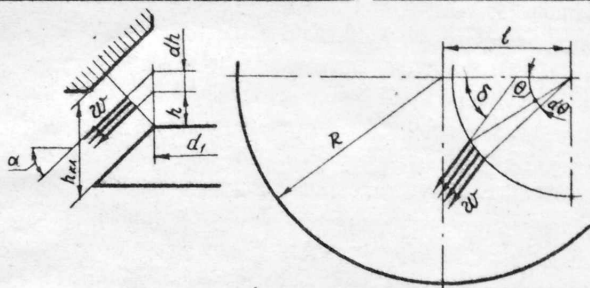


Рис. 1.

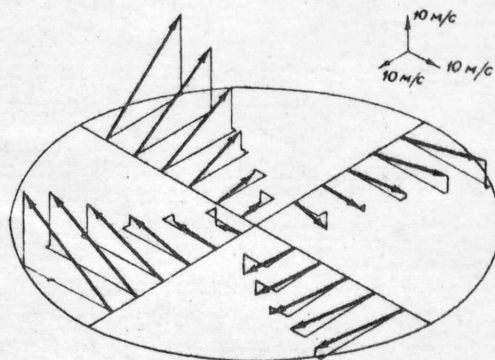


Рис. 2.

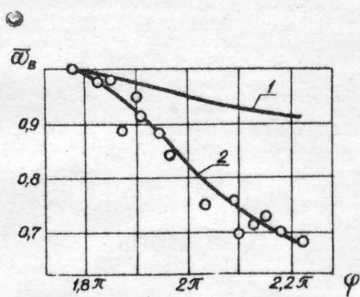


Рис. 3.

Опытная зависимость МКД заряда в конце сжатия от угла поворота ширмы подобна полученной в автотракторных дизелях и хорошо согласуется с результатами расчетного исследования.

Из сравнения МКД заряда в конце такта сжатия с МКД воздуха на входе в цилиндр следует, что относительная потеря МКД составляет 0,73 и в пределах точности измерений не зависит от n и p_k в исследованных пределах их изменения, а $K = 1,76 + 0,72 |\varphi|$. Полученные при динамической продувке более высокие значения K обусловлены наличием в цилиндре поршня. Эти значения K могут быть использованы для расчетной оценки интенсивности вращения заряда в подобных двигателях.

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования структуры и характеристик вращающегося заряда 4-тактного дизеля позволяют сделать следующие основные выводы.

1. Предложена расчетная модель потоков при наполнении цилиндра 4-тактного двигателя, которая дает возможность оценить основные потери МКД вращающегося заряда. Показано, что основными в дизелях с непосредственным впрыском топлива и неглубокой камерой сгорания являются потери МКД при растекании струи по стенке цилиндра и на трение о поршень и крышку цилиндра в конце такта сжатия. Разработана методика определения величины основных потерь МКД, которая позволяет также расчетным путем исследовать изменение МКД по ходу поршня в такте сжатия.

2. Разработана методика расчета начального МКД в шели впускного клапана при известном законе распределения скоростей в шели и с учетом изменения давления газа в цилиндре и смежных с ним системах.

3. Исследование структуры потоков при статической и динамической продувках подтвердили гипотезу о том, что профиль скоростей заряда в цилиндре формируется при впуске и определяется характером движения струи в цилиндре. При несимметричном относительно оси цилиндра втекании воздуха через клапан создается вращательное движение заряда, интенсивность которого зависит от характеристик впускного тракта, скоростного режима работы двигателя и потерь МКД. В такте сжатия окружная состав-

ляющая скорости от оси к стенке цилиндра увеличивается, достигая максимума на радиусе $(0,6 - 0,7)R$, а потом уменьшается. Профиль относительных окружных составляющих скоростей заряда практически одинаков к моменту впрыска топлива при различных давлениях наддува, скоростях вращения коленчатого вала и положениях ширмы впускного клапана. Он подобен профилю скоростей полуограниченной турбулентной струи.

4. Зависимости МКД заряда цилиндра большого диаметра в конце сжатия от l , p_k , φ в основном такие же, как и у быстроходных автотракторных дизелей с подобными исследованной камерами сгорания. Результаты экспериментов подтвердили правильность предложенной расчетной схемы и качественно согласуются с полученными на ее основе аналитическими зависимостями.

5. Сравнение результатов статической и динамической продувок показало, что МКД заряда в цилиндре дизеля в начале сжатия может быть определен по данным статической продувки.

6. Относительная потеря МКД заряда в конце такта сжатия не зависит от скорости вращения коленчатого вала и давления наддува. Для испытанного двигателя она равна 0,73.

7. Созданная в процессе работы конструкция датчика ионного анемометра обеспечивает получение надежных сведений о скоростях заряда цилиндра при высоких давлениях наддува.

8. Результаты работы переданы Коломенскому тепловозостроительному заводу, где использованы при доводке рабочего процесса дизелей типа ЧН 26/26 (Д-49).

По результатам работы можно сделать такие рекомендации.

1. Предложенные в работе методики расчетного определения начального МКД в шели клапана и основных потерь МКД в цилиндре двигателя рекомендуется использовать при создании и доводке рабочего процесса 4-тактного дизеля с неразделенной камерой сгорания и вращательным движением заряда.

2. При проектировании впускных каналов, создающих вращение заряда при впуске в цилиндр целесообразнее применять впускные клапаны с углом фаски, равным $\pi/6$ рад.

3. Для получения максимальных значений МКД при одном и том же коэффициенте наполнения впускной тракт должен обеспе-

чивать такую эпюру скоростей в щели клапана, чтобы с наибольшими скоростями поступала та часть воздуха, которая наиболее удалена от оси цилиндра. Проекции векторов скоростей на плоскость днища крышки цилиндра и должны составлять с прямой, соединяющей оси цилиндра и впускного клапана, угол, который возможно меньше отличается от $\pi/2$.

4. Применение тангенциальных впускных каналов при двух впускных клапанах на цилиндр более целесообразно, чем применение спиральных каналов.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах

1. О потерях скорости вращения заряда в цилиндре дизеля. "Известия высших учебных заведений. Машиностроение", 1973, №1.
2. О движении воздуха в цилиндре двигателя. "Двигатели внутреннего сгорания", НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1972, № 17.
3. Некоторые результаты исследования движения воздушного заряда в цилиндре четырехтактного дизеля. "Аннотации докладов ХУІІ научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава вузов Закавказских республик", Баку, 1973.