

М129529

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

В. К. ЧИСТЯКОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА В ВЫПУСКНОЙ
СИСТЕМЕ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
ПРИ ИМПУЛЬСНОЙ СИСТЕМЕ НАДДУВА

(05.190 — Тепловые двигатели)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

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

Научный руководитель доктор технических наук, профессор Круглов М. Г.

Официальные оппоненты: доктор технических наук Маханько М. Г., кандидат технических наук Зубарев Л. Ф.

Ведущее предприятие — Брянский машиностроительный завод.

Автореферат разослан «...» 1971 г.

Защита диссертации состоится 1971 г.
на заседании Ученого Совета факультета «Энергомашиностроение» МВТУ им. Баумана (2-я Бауманская улица, дом 5).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ.

M/29529

ВВЕДЕНИЕ

Энергия выпускных газов в двигателе внутреннего сгорания составляет значительную часть располагаемой энергии рабочего тела, поэтому использование даже части ее может существенно улучшить эффективность работы двигателя в целом. Наиболее широкое распространение получило использование энергии выпускных газов в турбине, особенно при газотурбинном наддуве.

Практическое применение имеют три системы использования энергии выпускных газов в турбине: при переменных параметрах газа перед турбиной, при постоянном давлении газа и комбинация обеих систем. Первая система широко известна под названием импульсной. Величина располагаемой энергии импульсного потока газа перед турбиной по сравнению с энергией при $P_T = \text{const}$ больше, но при давлениях наддува больших $P_K = 2,0 - 2,2 \text{ кг/см}^2$ эта разница заметно уменьшается. Импульсная система имеет и другие преимущества: позволяет лучше организовать продувку цилиндра, получить меньшее противодавление на выпуске, уменьшить длительность переходного процесса двигателя и т.д.

В проблемной лаборатории кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им. Баумана широко проводились и проводятся исследования процесса газообмена и, в частности, исследование параметров газа в выпускных системах и влияние выпускных систем на параметры двигателя.

Данная работа является продолжением работ кафедры в этом направлении и посвящена изучению процесса движения газа в выпускных органах и выпускной системе при импульсном наддуве. Ее задачами являются анализ необходимости учета трения, теплообмена и изменения энтропии и границ применимости квазистационарного метода при определении параметров газа в цилиндре и выпускной системе, разработка инженерной методики расчета на основе квазистационарного решения уравнений расхода газа, исследование физики некоторых явлений, происходящих при выпуске и движении газа в выпускной системе и уточнение граничных условий.



M129529

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА В ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЕ ПРИ ИМПУЛЬСНОЙ СИСТЕМЕ НАДДУВА

Для решения системы уравнений неразрывности, движения, энергии и состояния газа в выпускной системе с учетом трения, теплообмена и изменения энтропии в безразмерных величинах использован широко применяемый в настоящее время метод характеристик с введением инвариантов Римана. Численное решение уравнений направления и совместности характеристик и траектории проведено усовершенствованным методом Эйлера. Аналогичное решение приведено и для системы уравнений без учета трения, теплообмена и изменения энтропии.

Для обоих случаев условия совместности для λ и β - характеристик и вдоль траектории отличаются правыми частями уравнений, которые, если не учитывать трение, теплообмен и изменение энтропии, равны нулю. Если учитывать только трение, то условия совместности имеют вид:

$$\frac{dS}{dK_z} = \xi \cdot \frac{\ell}{2D} \cdot \frac{4\kappa}{(\kappa-1)^3} \cdot \frac{c_p - c_v}{e^{\frac{\lambda-\beta}{\kappa-1}}} \cdot \frac{|\lambda - \beta|^3}{(\lambda + \beta)^2}, \quad (1)$$

$$\frac{d(\lambda, \beta)}{dK_z} = \xi \cdot \frac{\ell}{2D} \cdot \frac{(\lambda - \beta)|\lambda - \beta|}{(\kappa - 1)^2} \left[\frac{2(\lambda - \beta)}{\lambda + \beta} + 1 \right], \quad (2)$$

где $\lambda = K_a + \frac{\kappa-1}{2} K_w$, $\beta = K_a - \frac{\kappa-1}{2} K_w$, $K_z = \frac{a_0 t}{\ell}$. (3)

При учете трения наибольшее влияние на изменение энтропии газа в уравнении (1) оказывает величина $\xi \cdot \ell / 2D$,

ℓ, D - длина и диаметр выпускного трубопровода,
 ξ - коэффициент трения.

Остальные составляющие в уравнении зависят от состояния газа и скорости потока и значительно меньше этой величины. Даже в период формирования импульса давления, когда изменение энтропии наибольшее, изменение ее не превышает нескольких десятых долей процента, т.е. влияние трения на изменение энтропии мало.

Анализ влияния трения на условия совместности λ и β - характеристик (2) при коэффициенте трения $\xi = 0,04$, скорости звука газа в выпускной системе $a_p = 500$ м/сек, показателе адиабаты $\kappa = 1,35$, безразмерной скорости звука $K_a = \frac{a}{a_0} = 1,1$, в работе произведен на графике изменения правой части уравнения совместности β - характеристик.

Из анализа графика видно, что для безразмерной скорости потока $K_w = \frac{w}{a_0} = 0,5$ при $l/D = 25$ правая часть уравнения совместности (2) равна 0,15, что при определении K_a даст ошибку $\pm 0,02$. При давлении газа в выпускной системе $P_p = 2 \text{ кг/см}^2$ это приведет к ошибке в определении давления газа в выпускной системе $\pm 10\%$, т.е. значительной величины. Используя условия направления характеристик, получим, что ошибка в определении давления газа приведет к ошибке в определении времени распространения возмущения $\pm 0,3^\circ$ угла поворота коленчатого вала. В остальные периоды это влияние будет еще меньше.

Таким образом, влияние трения значительно сказывается на изменении состояния газа особенно в период больших скоростей потока и быстрого нарастания давления газа в выпускной системе.

На основании полученных уравнений неустановившегося движения газа определены границы применения квазистационарных методов.

При определении параметров газа в цилиндре и выпускной системе квазистационарным методом предполагается, что параметры газа в течение расчетного промежутка времени остаются постоянными во всем выбранном объеме. Однако, в действительности они изменяются по длине цилиндра и выпускной системы. Если предположить, что после того как волна разрежения или сжатия дойдет до конца выбранного объема и вернется обратно, во всем объеме установятся одинаковые параметры газа, то время, необходимое для этого, будет минимальным расчетным промежутком при квазистационарном определении параметров газа.

Примем, что в момент открытия выпускных органов в цилиндре распространяется волна разрежения, а в выпускную систему — волна сжатия. Волны отражаются от концов трубопроводов и возвращаются обратно.

В результате решения уравнений неустановившегося течения газа методом характеристик, получено выражение для определения времени движения волны разрежения в цилиндре до поршня и обратно, которое в градусах угла поворота коленчатого вала равно:

$$\Delta\alpha = \frac{2 + \frac{\kappa-1}{2} M}{1 + M} \left(\frac{1 + \frac{\kappa-1}{2} M}{1 - \frac{\kappa-1}{2} M} \right) \frac{S_a}{a_b} \cdot \delta n, \quad (4)$$

где $M = \frac{k_w}{\beta_x k_a}$ — число Маха потока газа,
 β_x — ход поршня,
 a_g — скорость звука, определенная по параметрам газа в цилиндре перед движением волны разрежения,
 n — число оборотов коленвала.

Для определения $\Delta\alpha$ в диссертации приведена номограмма.

Как видно из анализа уравнения (4), в двигателях внутреннего сгорания с $\beta_x = 0,1$ до $2,0$ м при соответствующих числах оборотов коленвала от $n = 1000$ до 100 об/мин время движения волны разрежения до поршня и обратно не превышает 5° угла поворота коленчатого вала, т.е. при таком расчетном промежутке определение параметров газа в цилиндре двигателя можно производить квазистационарным методом и они являются короткими.

Аналогичное решение проведено для выпускной системы. В этом случае время движения волны сжатия до конца выпускной системы и обратно в градусах угла поворота коленвала равно :

$$\Delta\alpha = \frac{1 - \frac{k-1}{2}M}{1 + \frac{k-1}{2}M} \cdot \frac{2 - \frac{k+1}{2}M}{1 - M} \cdot \frac{l_p}{a_p} \cdot \pi n, \quad (5)$$

где l_p — длина выпускной системы или ее участка,
 a_p — скорость звука, определенная по параметрам газа в выпускной системе перед движением волны.

Для определения $\Delta\alpha$ по данному уравнению в диссертации приведена номограмма.

Как видно из анализа полученного выражения, при $a_p = 500$ м/сек и $n = 500$ об/мин только для выпускной системы длиной $l_p \leq 1,5$ м время движения волны сжатия до конца ее и обратно $\Delta\alpha \leq 5^\circ$ угла поворота коленчатого вала. Для больших чисел оборотов $\Delta\alpha \leq 5^\circ$ п.к.в. только при $l_p \leq 0,1$ м, т.е. при такой длине выпускной системы, которая практически не может применяться в подавляющем числе ДВС.

Таким образом, квазистационарный метод определения параметров газа в выпускной системе ДВС применим только для относительно небольших длин выпускных систем в тихоходных двигателях.

В диссертации произведены некоторые преобразования уравнений, используемых в квазистационарном методе предложенном М.Г.Кругловым, для облегчения методического использования их, а также этот метод расчета распространен на некоторые длинные

выпускные системы. В результате преобразований получены уравнения приращения давления газа за расчетный промежуток времени:

Для выпускной системы

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{\kappa \sqrt{\frac{T_p}{T_b}} \cdot \frac{p_n}{p}}{\frac{p}{p_n}} \left[\varphi(M_b) \frac{M_b l_b}{l_p} \left(\frac{p}{p_p} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} - \varphi(M_t) \frac{M_t l_t}{l_p} \right], \quad (6)$$

Для цилиндра

$$\frac{\Delta P}{P} - \frac{\Delta T}{T} = - \frac{\sqrt{\frac{T}{T_b}} \cdot \frac{p_n}{p}}{\frac{S_x}{S_n}} \left[\varphi(M_b) \frac{M_b l_b}{F_u} - \varphi(M_{bn}) \sqrt{\frac{\kappa_{bn}}{\kappa}} \cdot \left(\frac{p}{p} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \cdot \frac{M_{bn} l_{bn}}{F_u} \right] - \frac{\Delta S_x}{S_x}, \quad (7)$$

где $l_n = a \cdot \Delta t_n$ — длина трубопровода, проходимого возмущением за время Δt_n при номинальном режиме,

$l^* = \frac{V_p}{f_p}$ — приведенная длина выпускной системы, равная отношению объема выпускной системы к площади поперечного сечения ее,

μf — эффективное проходное сечение,

$\varphi(M)$ — коэффициент, учитывающий несоответствие скорости течения скорости звука в соответствующих органах.

Индексы означают: в — выпускные органы, т — турбина, вп — выпускные органы.

В диссертации приведена номограмма, с помощью которой можно определить изменение давления в цилиндре и выпускной системе ДВС в период газообмена. Быстрое определение параметров газа, а также наглядное представление изменения их оправдывает некоторые неточности, связанные с построением номограммы и с графическим определением параметров.

В случаях, когда за расчетный промежуток времени возмущение не проходит всей выпускной системы, а повышение давления за этот период невелико, выпускную систему необходимо разбивать на участки, в которых можно принять равенство параметров газа во всем выбранном объеме. Длина таких участков не должна превышать расстояния, проходимого возмущением за данный отрезок времени.

В этом случае, определяя давление газа в конце выпускной системы, необходимо учитывать сдвиг по фазе между давлением у цилиндра и турбины из-за скорости распространения возмущения:

$$\Delta \alpha = \frac{\ell \cdot n \cdot 60}{W}, \quad (8)$$

где $W = a_p + \Delta W$ — скорость распространения возмущения.

Исходя из средних значений параметров газа в данный промежуток времени, получим величину приращения скорости газа:

$$\Delta W = \frac{\Delta P_T}{P_T} \cdot \frac{\ell}{k_p \cdot \Delta t}. \quad (9)$$

Чем выше число оборотов коленчатого вала, тем меньше должен быть шаг по длине выпускной системы.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ГАЗА В ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЕ

Для исследования количественной картины явлений, происходящих при выпуске и движении газа в выпускной системе была создана "холодная" динамическая экспериментальная установка, выполненная в 1:5 натуральной величины низкооборотного судового двигателя с прямоточной клапанно-целиевой продувкой типа ДКРН 74/160.

Модель состоит из трех цилиндров, первый из которых кинематически подобен двигателю и имеет поршень и кривошипно-шатунный механизм, а впускные окна второго и третьего цилиндров заменены перекрывающимися отверстиями во вращающихся золотниках и в трубе пульсатора. Объемы второго и третьего цилиндров постоянные, равные средним за период газообмена.

При проведении экспериментов изменялись: число оборотов коленчатого вала модели, давление наддува и противодавление на выпуске регулируемое дросселем, установленным на выходе из выпускной системы.

Измерение давления производилось тензодатчиками давления с суммарной погрешностью $\pm 3\%$.

Для исследования качественных картин течения при выпуске и в выпускной системе была использована газо-гидравлическая аналогия. Модель представляла собой гидравлический лоток, выполненный геометрически подобным выпускной системе комбинированного двухтактного судового двигателя с прямоточной клапанно-целиевой продувкой. В качестве жидкости использовалась вода.

Число оборотов вала модели выбиралось из условия равенства чисел Струхала:

$$n_m = \frac{L_{дв}}{l_m} \cdot \frac{v}{W} \cdot n_{дв}, \quad (10)$$

где $L_{дв}$, l_m — линейные размеры двигателя и модели,
 v , W — скорость потока в модели и двигателе.

При определении числа оборотов вала модели, ее размеров необходимо также учитывать соотношение объемов цилиндров двигателя $/ V_{дв} /$ и модели $/ V_m /$:

$$n_m = \sqrt[3]{\frac{V_{дв}}{V_m}} \cdot \frac{v}{W} \cdot n_{дв}. \quad (11)$$

В процессе эксперимента изменялись скорости открытия клапана и начальные уровни жидкости, что позволило судить о качественной картине течения в широком диапазоне изменения параметров. На моделях исследованы также качественные картины течения при выпуске и движении потока в выпускной системе.

В начальный момент движения выпускного клапана при наличии надкритического отношения давлений в цилиндре и выпускной системе непосредственно в узком сечении образуется ударная волна. Интенсивность ударной волны зависит от скорости движения клапана, время-сечения выпускных органов и отношения начальных давлений в цилиндре и выпускной системе. Ударная волна значительной интенсивности наблюдается лишь при числах оборотов в пересчете на двигатель $n_{дв} = 7000$ об/мин и выше, т.е. числах оборотов редко применяемых в ДВС. При меньшей скорости движения клапана ударная волна не фиксируется.

По мере открытия клапана при надкритическом отношении давлений непосредственно в зоне фаски клапана и седла формируется сложная система скачков уплотнения. Картина течения зависит от наклона фаски клапана и седла, конфигурации клапана и патрубка и разбита на характерные зоны. В узком сечении поток примерно однороден по сечению, т.е. его средняя скорость близка к критической.

При подкритическом истечении в период свободного выпуска наблюдается сужение струи в узком сечении, течение струйное с образованием застойных зон.

Аналогичная картина наблюдается и при статических проливках, но сужение струи больше, чем без начальной скорости в цилиндре, что подтверждает возможность получения, например, коэффициентов расхода выпускных органов с помощью статических проливов особенно для тихоходных двигателей. Из-за наличия ско-

рости потока в цилиндре у передней стенки тарелки клапана образуется застойная зона, в которой тормозится часть потока. Форма тарелки клапана с некоторым скруглением более соответствует характеру потока в период продувки, чем плоская.

При движении жидкости в соединении трубопроводов под углом 90° необходимо отметить разницу в распространении слабой ударной волны в неподвижной среде и волны с последующим движением потока. Если в первом случае волна распространяется, примерно, равномерно по всем патрубкам, отражается от стенок и порождает поперечные волны, то во втором случае фронт волны более плоский, наблюдается небольшое сужение струи, перемешивание потока за счет отражения от противоположной стенки и движение потока в направлении открытого конца патрубка.

Примером более сложного соединения может служить крестовина выпускной системы двигателя типа ДКРН 74/160. В период выпуска после прохождения фронта волны давления к крестовине подходит поток газа, который в зависимости от конфигурации соединения перераспределяется между патрубками: вначале наибольшее количество газа проходит в патрубок напротив, а затем — к турбине. Поэтому, несмотря на то, что статические давления в соединении равны, давления заторможенного потока отличаются. Аналогичная картина получена и при замере давлений газа в различных патрубках динамической модели, где разница давлений в патрубках достигает $0,5 \text{ кг/см}^2$. Разобранная картина течения аналогична картине в соединении патрубков под углом 90° . Все это позволяет применить для данной конфигурации соединения граничные условия, аналогичные применяемым для соединения патрубков под прямым углом, и квазистационарное уравнение неразрывности.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Анализ проведен для короткой, длинной простой конфигурации и сложной выпускных систем.

Короткими можно считать цилиндр и выпускную систему двигателя типа ДКРН 74/160 при определении параметров газа у турбины, так как волна разрежения проходит до поршня и обратно за $\Delta\alpha = 2,6^\circ \text{ п.к.в.}$, а выпускную систему, примерно, за 8° п.к.в.

В действительности за счет отражения от поворотов, разветвлений и т.д. время выравнивания давления в выпускной системе будет меньше. Поэтому, в данном случае, можно применить квазистационарный метод с расчетным промежутком $\Delta\alpha = 5^\circ$ п.к.в.

Определение параметров газа в цилиндре и в выпускной системе двигателя типа ДКРН 74/160 в период газообмена произведено по разработанной квазистационарной методике с использованием номограммы. Коэффициенты расхода впускных и выпускных органов приняты по статическим продувкам. Произведено исследование влияния эффективных проходных сечений турбины, впускных и выпускных органов и относительной величины выпускной системы на формирование импульса давления газа в выпускной системе.

При постоянных коэффициентах расхода выпускных органов разница расчетных и экспериментальных результатов достигает 20%, в то время как при учете изменения коэффициентов расхода эта величина не превышает 8%.

Аналогичное решение проведено и для "холодной" динамической установки при $P_K = 2 \text{ кг/см}^2$, $n_M = 360 \text{ об/мин}$. Получено хорошее соответствие расчетных и экспериментальных данных.

На основании проведенных исследований с помощью квазистационарного метода получено, что в рассматриваемом двигателе и его модели хорошее соответствие расчетных и экспериментальных зависимостей получено при следующих коэффициентах расхода: впускных органов — $\mu_{вп} = 0,7$, выпускных органов — переменных, принятых по статическим продувкам, турбины — при малых давлениях $\mu_{т1}/\mu_p = 0,2$, при больших — $\mu_{т2}/\mu_p = 0,25$.

В качестве длинной выпускной системы простой конфигурации рассмотрен выпускной трубопровод двигателя 6ДН 30/50, представляющий собой трубу, площадью поперечного сечения 132 см^2 и длиной 3 м.

Выпускной трубопровод был условно разделен на две равные части и рассматривалось заполнение и опорожнение этих частей, причем изменение давления газа принималось одинаковым в обеих частях выпускной системы.

Если не учитывать, что расход газа через выпускные органы и турбину в данное время определяется различными давлениями, то расчетный импульс получается растянутым и сдвигается, примерно, на 7° п.к.в. по отношению к экспериментальному. Аналогичная картина получается, если не учитывать влияние скорости

потока на распространение возмущения, а принимать, что возмущение распространяется со скоростью звука. При учете обоих факторов, расчетное изменение давления газа в цилиндре и выпускной системе у турбины соответствует экспериментальному с точностью $\pm 3\%$ и хорошо соответствует расчетному импульсу давления, определенному методом характеристик.

Выпускную систему двигателя типа ДКРН 74/160 при импульсной системе наддува и его модели, можно считать сложной, так как отдельные патрубки, идущие от головок цилиндров к турбине / дросселю / являются короткими, а патрубки между крайними цилиндрами, объединенные одной выпускной системой — длинными.

В результате экспериментального исследования было установлено, что изменение отношения площади проходного сечения дросселя к площади поперечного сечения выпускной системы в пределах от $f_{др} / f_p = 0,25$ до 1,11 значительное влияние оказывает лишь на изменение давления газа в выпускной системе, где наибольшая разница давлений достигает $0,5 - 0,6 \text{ кг/см}^2$. При тех же дросселях разница давлений в цилиндре не превышает $0,3 \text{ кг/см}^2$ и уменьшается к периоду закрытия впускных органов до $0,06 \text{ кг/см}^2$, что лежит в пределах возможного разброса замеров датчиками давления.

Давление газа в выпускной системе в период открытых выпускных и впускных органов зависит от сопротивления на выпуске и при исследованиях достигало 0,85 от давления во впускном ресивере и 0,92 от давления в цилиндре.

К моменту закрытия впускных органов в выпускной системе может быть как давление, так и разрежение, достигающее при отсутствии сопротивления выпуску $0,15 \text{ кг/см}^2$. Это объясняется эжектирующим действием выпускного трубопровода такой конфигурации.

Влияние давления на впуске на изменение параметров газа в цилиндре и выпускной системе исследовалось при постоянном числе оборотов $n_m = 360 \text{ об/мин}$. При уменьшении давления наддува разница между давлением $P_{ц}$ и давлением P_k уменьшается при уменьшении давления наддува и составляет 0,94 от давления $P_k = 2,0 \text{ кг/см}^2$ и 0,98 от $P_k = 1,25 \text{ кг/см}^2$.

К моменту закрытия впускных окон давление в цилиндре несколько повышается, но к моменту закрытия выпускных клапанов

оно больше при больших значениях P_K :

P_K	кг/см ²	2,0	1,75	1,5	1,25
P_a	кг/см ²	2,5	2,06	1,7	1,34

При выбранном законе изменения площади проходного сечения выпускных клапанов начальный участок формирования импульса давления как непосредственно за выпускными клапанами, так и перед дросселем на выходе из выпускной системы, определяется величиной давления в цилиндре перед выпуском, а в период открытых впускных окон — давлением P_K .

Как показывают эксперименты, проведенные на динамической модели, давление газа в различных патрубках выпускной системы при газообмене может быть различным, причем разница давлений в различных патрубках может достигать 25% от давления газа у дросселя, имитирующего турбину, что объясняется течением в крестовине, разобранным выше. Поэтому для теоретического исследования изменения параметров газа в различных патрубках в период газообмена нельзя использовать квазистационарный метод.

В диссертации для решения уравнений одномерного неустановившегося движения газа без учета трения, теплообмена и изменения энтропии использован графо-аналитический метод характеристик.

Начальное давление газа непосредственно за выпускным клапаном принималось по экспериментальным данным. Граничные условия в крестовине принимались в соответствии с качественной картиной течения, полученной методом газо-гидравлической аналогии.

Были построены диаграммы состояния и положения, по которым определялись параметры газа и моменты времени по углу поворота коленчатого вала. Учитывались волны давления и разрежения движущиеся в патрубках. Взаимодействие отраженных волн с прямыми не рассматривалось, так как увеличение амплитуды волны давления за расчетный промежуток времени невелико и к тому же, проходя крестовину туда и обратно, давление в волне уменьшается в девять раз.

Расчетные и экспериментальные кривые изменения давления по углу поворота коленчатого вала в соответствующих точках

различных патрубков совпадают с точностью 8%, что является хорошей сходимостью для такого сложного случая и подтверждает правильность физической картины явлений, положенной в основу расчета.

ВЫВОДЫ

Анализ результатов теоретического и экспериментального исследования параметров газа в выпускной системе при импульсной системе наддува позволяет сделать следующие выводы и дать рекомендации:

1. Метод определения параметров газа с учетом волн давления целесообразно применять лишь для длинных цилиндров и длинных выпускных систем. Цилиндры двигателей внутреннего сгорания в основном являются короткими и параметры газа в них можно определять квазистационарным методом.

Влияние трения на изменение параметров газа необходимо учитывать лишь в длинных выпускных системах.

2. Разработанная методика расчета на основе квазистационарного метода решения обобщенного уравнения расхода газа применима для определения параметров газа в цилиндре двигателя внутреннего сгорания, коротких и некоторых длинных выпускных системах. При определении параметров газа в длинных выпускных системах необходимо учитывать влияние скорости потока на распространение возмущения.

В некоторых случаях расчет квазистационарным методом может дать такой же результат как и метод характеристик, при существенно меньших затратах времени на расчет.

3. При определении параметров газа в сложной выпускной системе ее можно считать состоящей из коротких и длинных патрубков, изменение давления в которых рассчитывается и квазистационарным методом и методом характеристик.

Сравнение решений с учетом и без учета волн давления для двигателя типа ДКРН 74/160 и его динамической модели показывает, что определение изменения давления в цилиндре двигателя можно производить без учета волн давления. В выпускной системе при определении параметров газа у турбины можно применить квазистационарный метод расчета, а для длинных патруб-

ков — метод с учетом волн давления.

Граничные условия в соединении трубопроводов в данном случае можно применять аналогичные граничным условиям в соединении патрубков под прямым углом.

4. Метод газо-гидравлической аналогии является хорошим дополнением к другим методам исследования явлений в газоздушном тракте двигателей внутреннего сгорания. Разработанная методика проведения экспериментов позволяет получить качественную картину течения в выпускных органах и выпускных системах.

5. В двигателях внутреннего сгорания с быстрым нарастанием площади проходного сечения выпускных органов и со значительным давлением в цилиндре в начале выпуска, при выпуске может образоваться ударная волна. В большинстве двигателей внутреннего сгорания образуется ударная волна слабой интенсивности и ее можно не учитывать при расчетах.

При течении выпускных газов через клапан в надкритический период свободного выпуска могут образоваться скачки уплотнения.

6. Формирование начального участка волны давления газа в выпускной системе зависит главным образом от давления P_t , скорости открытия выпускных органов и сопротивления на выпуске, а в период продувки-наполнения — от давления P_k .

— " " — " " —

По материалам диссертации опубликовано:

1. Круглов М.Г., Чистяков В.К. Применение метода газо-гидравлической аналогии для исследования выпуска и выпускных систем комбинированных двигателей внутреннего сгорания, "Известия ВУЗов. Машиностроение", № 6, 1970 г.

2. Круглов М.Г., Чистяков В.К. Определение параметров неустановившегося потока газа в выпускной системе комбинированного двигателя внутреннего сгорания, "Известия ВУЗов. Машиностроение", № 7, 1970 г.

3. Круглов М.Г., Чистяков В.К. Течение газов через выпускной клапан в надкритический период свободного выпуска, "Известия ВУЗов. Машиностроение", № 11, 1970 г.

По материалам диссертации были сделаны доклады:

1. На Всесоюзном научно-техническом семинаре, проводимом в МВТУ им. Н.Э.Баумана, в июне 1969 г.

2. На Юбилейной конференции, посвященной 100-летию со дня рождения В.И.Ленина, в марте 1970 г.

3. На У ежегодной научно-технической конференции кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им. Н.Э.Баумана, в октябре 1970 г.