М 320620

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ С С С Р

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

На правах рукописи

КАВТАРАДЗЕ Реваз Зурабович

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА В ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЕ КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ

(05.04.02 - тепловые двигатели)

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

Москва - 1977

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ С С С Р

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

На правах рукописи

НА ДО
НЕ ВЫДАЕ

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1320620
Квтарадзе Р.З. Расчетно-э

КАВТАРАДЗЕ Реваз Зурабович

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА В ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЕ КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ

(05.04.02 - тепловые двигатели)

№ 1320620

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

Москва - 1977

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

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

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

Кандидат технических наук, доцент МОРОЗОВ К.А.

Ведущее предприятие - Брянский машиностроительный завод.

Защита состоится "20" февраля 1978 г. в "14" часов на заседании Специализированного Совета К-33/5 "Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу: Москва, 107005, Лефортовская набережная, д.1, корпус "Энергомашиностроение".

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

Автореферат разослан "18" января 1978 г.

Ваши отзывы в 2-х экз., заверенные печатью, просьба выслать по адресу: Москва, 107005, 2-я Бауманская улица, дом 5, МВТУ, ученому секретарю Совета К-33/5.

Ученый секретарь
Специализированного Совета
К-33/5
к.т.н., доцент Манушин Э.А.

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ
БИБЛИОТЕКА

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. XXУ съездом КПСС перед отечественным двигателестроением поставлена задача организовать производство новых типов дизелей с прогрессивными технико-экономическими характеристиками.

Одним из перспективных путей повышения удельной мощности и экономичности комбинированных двигателей внутреннего сгорания (КДВС) является использование газодинамических процессов в газовоздушном тракте и совершенствование конструкции выпускной системы, оказывающих существенное влияние на величину располагаемой энергии выпускных газов перед турбиной и на показатели газообмена, а следовательно, на мощность и экономичность двигателя в целом.

Используемые до настоящего времени методы расчетно-экспериментального исследования параметров газового потока и его энергии перед турбиной требуют дальнейшего усовершенствования, так как они не полностью отражают реальные физические особенности движения газа в выпускной системе и в результате не позволяют правильно оценить параметры и энергию газа, поступающего в турбину. Исследования же последних дадут возможность наметить пути рационализации выпускной системы КДВС.

Цель работы. Целью диссертационной работы было создание и экспериментальная проверка методики расчета параметров выпускных газов, а также расчетно-экспериментальное исследование параметров и энергии газового потока перед турбиной и разработка практических рекомендаций по выбору рациональной конструкции выпускной системы двухтактного комбинированного двигателя.

Методы исследования. Теоретическая часть работы основана на применении дифференциальных уравнений квазиодномерного течения газа, решение которых выполняется на ЭЦВМ БЭСМ-6 численным методом. В экспериментальном исследовании применялись методы физического моделирования на многоцикловой динамической модели двигателя 12ДН 23/30.

Научная новизна. Разработана методика, алгоритм и программа расчета параметров газа в выпускной системе КДВС, основанная на использовании уравнений движения, неразрывности и энергии, для решения которых совместно с дифференциальными уравнениями, описывающими процесс газообмена в цилиндрах, применяется численный метод Рунге-Кутта.

Создана методика учета влияния трения и теплообмена на изменение параметров газа в выпускной системе при квазистационарном методе расчета.

Разработана методика определения эффективного проходного сечения имитатора турбины, обеспечивающего идентичность изменения давлений перед турбиной и перед имитатором при физическом моделировании процесса выпуска.

Практическая ценность. Разработанная методика расчетного определения параметров выпускных газов дает возможность еще на стадии проектирования двигателя расчетным путем определять параметры и располагаемую энергию выпускных газов перед турбиной и позволяет произвести "численные эксперименты" с целью выбора рациональной конструкции выпускной системы, что в результате сокращает затраты средств и времени на доводку сложных силовых установок.

Результаты проведенных исследований позволяют наметить рациональные размеры выпускной системы для двухтактного КДВС, обеспечившие увеличение располагаемой энергии газов перед турбиной.

Апробация работы. Диссертационная работа заслушана на заседании кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им. Н.Э.Баумана в сентябре 1977 г. По основным разделам работы были сделаны доклады на научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава ВТУЗов Закавказских республик в апреле 1977 г., на научно-технической конференции кафедры в октябре 1977 г. и на семинарах молодых ученых и специалистов кафедры в 1975, 1976, 1977 гг.

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в пяти печатных работах.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав и выводов. Она содержит 153 страницы основного текста, 38 рисунков, 5 таблиц, а также список использованной литературы, включающий 93 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе анализируются существующие расчетные и экспериментальные методы исследования параметров газа в выпускной системе КДВС.

Анализ существующих методов расчета параметров выпускных газов показывает, что исследования выпускных систем связаны с поисками методов решения уравнений одномерного нестационарного потока газа. Так как общее решение этих уравнений в настоящее время еще не осуществлено, в работах отечественных и зарубежных исследователей А.С.Орлина, М.Г.Круглова, Я.А.Егорова, О.Г.Красовского, E. Jenni , R. Benson , H. List и др. используются различные приближенные методы решения задачи.

Все существующие методы определения параметров выпускных газов КДВС можно разбить на три группы:

I. Газодинамические методы, основанные на численном решении уравнений нестационарного квазиодномерного движения;

2. Методы, основанные на приведении уравнений к акустическим;

3. Квазистационарные методы расчета.

В последнее время большое распределение получили квазистационарные методы расчета параметров, многие из них приспособлены для расчетов на ЭЦВМ и дают хорошее совпадение результатов расчета с экспериментальными данными. Однако до настоящего времени в них не учитываются потери на трение и теплообмен, не рассматривается движение газа в разветвлениях выпускного трубопровода. Этим объясняется тот факт, что при больших скоростях движение газов и больших перепадах температуры между газом и стенкой трубопровода, а также при расчете выпуска из несколько цилиндров в один трубопровод применение квазистационарных методов не всегда дает достоверные результаты. Поэтому на настоящем этапе целесообразно расширение области применения квазистационарных методов расчета газового потока в газовоздушном тракте КДВС.

С другой стороны, выпускной тракт КДВС представляет собой такую сложную систему, строгое теоретическое изучение которой без каких-либо упрощений невозможно. Поэтому любые теоретические исследования в этом направлении должны быть подкреплены экспериментальными. При экспериментальных исследованиях чаще всего применяют метод физического моделирования процессов, который также требует усовершенствования, так как еще не полностью изучен такой важный вопрос как возможность имитации турбины турбокомпрессора с помощью специальных устройств и др.

В связи с этим была поставлена указанная выше цель дис-

сертационной работы и сформулированы основные ее задачи:

I. Разработка методики определения параметров газа в выпускной системе КДВС;

2. Определение потери работоспособности газа в выпускном тракте и выявление факторов, влияющих на ее повышение перед турбиной;

3. Разработка методики экспериментального исследования, проведение экспериментальных исследований на специальной установке в соответствии с разработанной методикой;

4. Обобщение теоретических и экспериментальных данных и выдача практических рекомендаций.

Вторая глава посвящена разработке методики расчетно-теоретического исследования параметров газового потока в выпускной системе КДВС.

Расчетное определение параметров выпускных газов основано на математическом описании процессов течения в трубопроводах выпускных систем. При этом математическая модель движения имеет вид:

$$\begin{cases} \rho W\dfrac{\partial W}{\partial x}+\omega\rho\dfrac{\partial W}{\partial\varphi}+\dfrac{\partial P}{\partial x}+\dfrac{\lambda}{2d}\rho W^2=0; & (1)\\ \omega\dfrac{\partial\rho}{\partial\varphi}+W\dfrac{\partial\rho}{\partial x}+\rho\dfrac{\partial W}{\partial x}=0; & (2)\\ W\dfrac{\partial P}{\partial x}+\omega\dfrac{\partial P}{\partial\varphi}+\kappa P\dfrac{\partial W}{\partial x}-\dfrac{\lambda(\kappa-1)}{2d}\rho W^3-2\dfrac{\alpha(\kappa-1)}{d}(T_{ст}-T)=0 & (3)\end{cases}$$

где ρ, W, P, T, κ – соответственно плотность, скорость, давление, температура и показатель адиабаты газа; λ и α – коэффициенты трения и теплоотдачи; $T_{ст}$ и d – температура стенки и диаметр трубопровода; x – координата расстояния; φ и ω – угол поворота и частота вращения коленчатого вала. Уравнение энергии получено из первого закона термодинамики с использованием уравнения состояния в виде Клапейрона-Менделеева.

Поскольку изменение параметров газового потока в трубопроводе зависит от процессов, происходящих в цилиндре двигателя, то параллельно необходимо решать две задачи – определять изменение параметров газа по углу поворота коленчатого вала в цилиндре и в трубопроводе. Процессы газообмена в цилиндре описываются дифференциальными уравнениями материального баланса,

которые учитывают движение поршней, изменение эффективных проходных сечений органов газораспределения и двухстадийный характер процесса выпуска.

Граничные условия в разветвлениях, у турбины и для цилиндров, необходимые для получения определенных решений системы (I-3) представляют собой уравнения сохранения втекающей и вытекающей массы и сохранения энергии, составленные в соответствии с режимами истечения и направления движения потока.

В данной работе для численного решения системы (I-3) предлагается подход, при котором общее решение задачи находится в виде:

$$P=P_0+P';\quad W=W_0+W';\quad \rho=\rho_0+\rho';\quad T=T_0+T' \qquad (4)$$

т.е. полная величина параметра складывается из величины, полученной при квазистационарном решении без учета трения и теплообмена (параметры с индексом "о") и поправки, обусловленной наличием этих факторов (параметры со штрихами).

При допущении о квазистационарном изменении давлений из уравнения энергии системы (I-3) имеем

$$W=W_{(0)}-\frac{\partial P}{\partial \varphi}\frac{\omega}{\kappa P}X$$

Плотность определяется из условия изоэнтропности процесса. Тогда получаем квазистационарное решение системы (I-3) при $\lambda=\alpha=0$

$$P_0=P_0(\varphi);\quad W_0=W_0(\varphi);\quad \rho_0=\rho_0(\varphi);\quad T_0=T_0(\varphi) \qquad (5)$$

Таким образом, на первом этапе для случая исследований выпуска из i цилиндров в один выпускной трубопровод дело сводится к рассмотрению $i+1$ дифференциальных уравнений типа:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial P}{\partial \varphi}=f\left(P,\varphi,P_{ц1},\ldots\ldots P_{цi}\right); & (6)\\ \dfrac{\partial P_{ц1}}{\partial \varphi}=f_1\left(P,\varphi,P_{ц1},\ldots\ldots P_{цi}\right); & (7)\\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots & \\ \dfrac{\partial P_{цi}}{\partial \varphi}=f_i\left(P,\varphi,P_{ц1},\ldots\ldots P_{цi}\right) & (8) \end{cases}$$

где P – параметр в трубопроводе; $P_ц$ – параметр в цилиндре.

Численное решение системы (6-8) производится методом Рунге-Кутта. Этот метод имеет второй порядок точности и позволяет получить решение точнее, чем, например, метод Эйлера при том же шаге интегрирования. Поэтому в общем случае при одинаковой точности результатов объем вычислений по методу Эйлера больше, чем по методу Рунге-Кутта. Двухшаговая процедура по этому методу имеет вид:

$$\frac{\partial P}{\partial \varphi} = \frac{\bar{P}_{n+1} - P_n}{\Delta \varphi},$$

$$\frac{\partial P}{\partial \varphi} = \frac{2P_{n+1} - \bar{P}_{n+1} - P_n}{\Delta \varphi}$$

Решение нелинейных алгебраических уравнений на каждом шаге осуществляется методом деления пополам.

Второй этап решения задачи предусматривает определение поправок P', W', ρ', T', обусловленных наличием в системе (I-3) членов с коэффициентами λ и α. Из основной системы (I-3) с учетом (4) получаем систему дифференциальных уравнений для определения поправок

$$\begin{cases} \dfrac{\partial P'}{\partial x} = -\dfrac{\lambda}{2d}\rho_0 W_0^2; & (9) \\ \dfrac{\partial (\rho' W_0 + \rho_0 W')}{\partial x} = 0; & (10) \\ \dfrac{\partial W'}{\partial x} = \dfrac{\lambda}{2d}\dfrac{\rho_0}{P_0} W_0^3 + 2\alpha\dfrac{(\kappa-1)}{\kappa d P_0}(T_{cr} - T_0) - \dfrac{P'}{\rho_0}\dfrac{\partial W_0}{\partial x} & (11) \end{cases}$$

После интегрирования системы (9-II) получаем три линейных алгебраических уравнения для 6 неизвестных P_1', P_2', ρ_1', ρ_2', W_1', W_2', где индексы "I" и "2" соответственно обозначают начальное и конечное сечение выпускного трубопровода. Три недостающих уравнения для дополнения системы берутся из граничных условий у турбины и у цилиндров. Граничные условия в этом случае предста ляются тоже в линейном виде путем линеаризации методом аналогичным методу малых отклонений.

Таким образом, при известном квазистационарном решении системы (I-3) для определения поправок, вызванных трением и теплообменом, дело сводится к решению алгебраических уравнений. Для этого в работе используется метод Крамера. Определение поправок включено в общую программу расчета параметров.

Расчеты производились на ЭЦВМ БЭСМ-6 с применением математического языка "Алгол". Для определения коэффициентов λ и α применялись известные формулы Никурадзе и Михеева.

В третьей главе описана экспериментальная установка и методика проведения экспериментов, дается оценка погрешностей экспериментальных величин.

Наряду с расчетно-теоретическим исследованием выпускной системы КДВС были проведены экспериментальные исследования на специальной установке с физической моделью комбинированного двигателя 12ДН 23/30 с импульсной системой наддува. Модель двигателя динамическая, объемная и многоцикловая. Она представляет собой конструкцию из трех цилиндров, выпуск из которых производится в один трубопровод. Геометрический масштаб модели выбран равным единице, что облегчило изготовление модели, так как при этом использовались детали и узлы серийного двигателя. В качестве моделирующего агента был принят воздух. Цилиндры модели снабжены клапанами дополнительной подачи воздуха. Через них перед открытием выпускных клапанов в цилиндры подается воздух высокого давления по лабораторной магистрали для получения необходимой величины давления в начале выпуска, что обеспечивает подобие граничных условий на входе в выпускной трубопровод. В результате этого диаграммы изменения давления в цилиндре и за выпускными органами модели и двигателя фактически совпадают. В отличие от двигателя в модели отсутствует шатунно-поршневая группа, а соответствующие фазы продувки-наполнения обеспечиваются цилиндрическим золотником, совершающим возвратно-вращательное движение вокруг своей оси. В конце выпускного трубопровода модели установлен турбокомпрессор ТК-18, выполненный по схеме: центробежный компрессор - осевая газовая турбина. Установка турбокомпрессора позволяет получить подобие граничных условий на конце трубопровода. Моделирующая установка кроме собственно модели и турбокомпрессора включает систему наполнения, систему продувки, систему выпуска, систему смазки и электрическую систему для привода модели. Регистрация средних по времени давлений производилась пружинным и U - образным манометрами, а для записи мгновенных давлений с помощью тензометрических датчиков был применен светолучевой осциллограф Н-115 с тензостанцией УТС-12. Средняя температура газа в различных сечениях измерялась с помощью хромель-копелевых термопар с ре-

гистрирующим потенциометром типа КП-59. При этом точность определения среднего давления составляла 1,5% , мгновенного - 3%, средней температуры - 1% .

Кроме проверки достоверности теоретических исследований при проведении экспериментов решались следующие задачи:

1. Исследование эффективности использования энергии выпускных газов при различных конструкциях выпускных трубопроводов в широком диапазоне изменения нагрузочных и скоростных режимов;

2. Исследование возможности имитации турбины турбокомпрессора при физическом моделировании с помощью имитаторов;

3. Выбор рациональной конструкции выпускного трубопровода и эквивалентного сечения турбины для двухтактного двигателя, обеспечивающих наилучшее использование энергии выпускных газов в турбине.

Поскольку у исследуемого двигателя ближние к турбинам три цилиндра каждого ряда соединены с турбиной короткими, а последующие три длинными трубопроводами, то соответственно изготовлялись короткие (ℓ =0,945 м) и длинные (ℓ =2,2 м) трубопроводы. Для исследования влияния диаметра трубопровода на располагаемую энергию были изготовлены трубопроводы с уменьшенным по сравнению с серийным (d =0,125) диаметрами: d =0,11 м; d =0,10 м; d =0,09 м. Все экспериментальные исследования проводились как на режимах $P_в$ = const , ω = var , так и на режимах $P_в$ = var , ω = const . Это дало возможность оценить влияние изменения режимов работы (соответствующих скоростных и нагрузочных характеристикам двигателя) на параметры выпускных газов.

В четвертой главе анализируются результаты расчетно-теоретических и экспериментальных исследований, полученных с помощью разработанных методик.

При проверке результатов расчетных исследований погрешности как мгновенных, так и средних значений расчетных параметров определялись относительно результатов эксперимента.

$$\delta = \frac{П_э - П_р}{П_э} 100\% \qquad (12)$$

где $П_э$ - параметр, полученный экспериментально; $П_р$ - - параметр, определенный расчетом; при этом величина δ для средних давлений перед турбиной составила 2÷4% , а мгновенных давлений для сходственных моментов цикла 4÷7% .

С целью проверки методики выбора эффективного проходного сечения расчетного сопла или имитатора турбины результаты, полученные на модельной установке с турбокомпрессором были сопоставлены с результатами, полученными на той же установке с имитатором вместо турбины. В качестве имитатора был применен двухступенчатый дроссель. Обычно при выборе проходного сечения имитатора используется критерий Jenni

$$\Phi_T = \frac{f_T a_T}{V_h n/60}$$

Однако этот критерий не охватывает полностью условия подобия, что можно показать исходя из следующих соображений. Так как при экспериментальных исследованиях конструкция модельной установки не менялась, а только турбина заменялась дроссельным устройством, то для одинаковых скоростных и нагрузочных режимов работы имеем: $\Phi_T = \Phi_u$, т.е. $f_T a_T = f_u a_u$ или $f_u/f_T = a_T/a_u = \sqrt{T_T}/\sqrt{T_u}$. Так как модель "холодная" и температура воздуха в ней меняется незначительно, можно написать что условие подобия согласно критерия Jenni в данном случае имеет вид $f_u = f_T$. Однако проведенные эксперименты показали, что при этом изменение среднего давления перед турбиной и перед имитатором совпадают только качественно. Дополнительным критерием может служить комплексный критерий.

$$K_{RE} = \frac{\left(1-\frac{1}{\pi_T}\right) P_T P_{T0}}{\mu_0^2 R_T T_T} \mu_T f_T \qquad (13)$$

После преобразований из зависимости (13) с учетом формулы Сатерленда для исключения коэффициента динамической вязкости μ_0 получаем формулу для определения эффективного проходного сечения имитатора:

$$\mu_T f_T \left[\left(1-\frac{1}{\pi_T}\right) P_{TT} P_{T0} \left(T_{TT}+C\right)^2 T_{Tu}^4\right] = \mu_u f_u \left[\left(1-\frac{1}{\pi_u}\right) P_{Tu} P_{T0u} \left(T_{Tu}+C\right)^2 T_{TT}^4\right] \qquad (14)$$

где параметры индексом " т " обозначают турбину, а индексом " u " - имитаторы, где для воздуха $C = 117$. Результаты проведенного исследования показали, что для более точного соблюдения реальных условий в выпускной системе КДВС при физическом моделировании целесообразно устанавливать не имитатор, а турбину турбокомпрессора (если этого позволяет геометрический масштаб модельной установки).

При анализе результатов проведенных исследований основное внимание уделялось исследованию влияния на располагаемую энергию выпускных газов таких факторов, как изменение режи-

мов работы, трение и теплообмен (физические факторы) эффективное проходное сечение турбины, длина и диаметр трубопровода (конструктивные факторы).

Изменение давлений в выпускном трубопроводе P_p по углу поворота коленчатого вала при различных величинах $P_в$ имеет такой же характер как при изменении скоростного режима работы, например, при уменьшении частоты вращения коленчатого вала на 30% максимальное давление $P_{p\,max}$ падает на 9%, а при уменьшении давления $P_в$ (что равносильно уменьшению нагрузки) на 30% $P_{p\,max}$ уменьшается на 8%. Однако в первом случае минимальное значение давления $P_{p\,min}$ примерно в 2 раза меньше. Последнее объясняется тем, что при малой частоте вращения увеличиваются интервалы времени между выпусками из разных цилиндров и начальное давление в выпускном трубопроводе успевает заметно уменьшиться. Совокупное влияние повышенной частоты вращения и повышенного давления в начале выпуска (соответствующих скоростным и нагрузочным характеристикам двигателя) приводят к значительному увеличению эффективности импульсной выпускной системы за счет более благоприятного протекания давления в выпускном трубопроводе. Последнее в свою очередь улучшает баланс мощности турбины и компрессора при удовлетворительной продувке цилиндра двигателя.

Для изучения влияния трения и теплообмена на изменение параметров выпускных газов по разработанной методике были проведены расчеты с учетом и без учета этих факторов. Сопоставление результатов расчета параметров газа с учетом трения и теплообмена с результатами без наличия этих факторов, а также с результатами, полученными М.Г.Кругловым, Я.А.Егоровым, О.Г.Красовским и др., другими, более сложными методами, позволяет сделать вывод о правильном отражении в разработанной методике влияния трения и теплообмена на параметры газа в выпускной системе КДВС. Для серийной конструкции погрешность средней кинетической энергии газов перед турбиной, вызванная неучетом трения и теплообмена, составляет 15%, а неучет влияния только теплообмена приводит к погрешности 3÷4%, при этом располагаемая энергия газов перед турбиной уменьшается 7,1%. Для опытной конструкции с уменьшенным диаметром выпускного трубопровода наличие трения и теплообмена уменьшает располагаемую энергию газов перед турбиной на 20%.

Сопоставление результатов, полученных при исследовании трубопроводов различных диаметров, показывает, что максимальная кинетическая энергия газов перед турбиной достигается при установке трубопровода с d =0,09 м, однако при повышении кинетической энергии растут и гидравлические потери в связи с этим, как показали расчеты, применение трубопровода с диаметром $d <$ 0,09 м не являются целесообразным. Потери общей энергии по длине выпускного трубопровода можно определить при сопоставлении диаграмм изменения мгновенных давлений, записанных у цилиндров $P_p(\varphi)$ и у турбины $P_T(\varphi)$. Разница располагаемых мощностей, подсчитанных по диаграммам $P_p(\varphi)$ и $P_T(\varphi)$ по методу, разработанному в МВТУ им. Баумана, составила 14% . Максимальное давление при уменьшении диаметра трубопровода по сравнению с серийным (d =0,125 м) поднимается от 207 кПа до 217 кПа (d =0,09). Минимальное давление падает при уменьшении диаметра и падение происходит быстрее, чем в серийном коллекторе. При этом минимальное давление в коллекторе становится ниже давления P_K , вследствие чего улучшается продувка цилиндра. Отношение давлений в выпускной системе и после турбины $P_{p\max}/P_{T0}$, характеризующее импульсность системы, определяет располагаемую энергию газов перед турбиной. Изменение диаметра короткого трубопровода практически не влияет на степень повышения давления в выпускном трубопроводе, однако для длинных трубопроводов уменьшение диаметра вызывает повышение этого отношения на 10% . Отношение максимальных и средних давлений в начале и в конце выпускного трубопровода при изменении диаметра независимо от его длины практически остаются постоянными. Расчетно-экспериментальные исследования проводимые с целью влияния длины выпускного трубопровода на работоспособность газов, были проведены на длинных и коротких трубопроводах, при этом обнаружилось, что максимальное давление перед турбиной на 12÷14% меньше при наличии длинного трубопровода. От правильного выбора эффективного проходного сечения турбины $\mu_T f_T$ в большой мере зависит значения мгновенных параметров в выпускном трубопроводе. Как показали исследования, между $\mu_T f_T$ и давления перед турбиной P_T существует ярко выраженная обратно-пропорциональная связь, например, уменьшение $\mu_T f_T$ на 15% приводит к повышению максимального значения давления перед турбиной $P_{T\max}$ на 15% .

В результате проведенных исследований был выбран эффективное проходное сечение турбины и геометрические размеры выпускного трубопровода для двухтактного двигателя 12ДН 23/30, обеспечивающее повышение располагаемой энергии отработавших газов перед турбиной турбокомпрессора.

Для определения условной мгновенной температуры при исследованиях на "холодной" модели, используемой для предварительной оценки условия работы турбины, необходимо, чтобы законы изменения давления в цилиндре $P_ц(\varphi)$ и в выпускном трубопроводе $P_р(\varphi)$ были идентичны для двигателя и для модели. В нашем случае это соблюдается с достаточной точностью. Тогда при допущении, что температура в момент начала выпуска в цилиндре, а также начальные температуры в выпускном трубопроводе для двигателя и для модели равны, закон изменения условной температуры $T_р(\varphi)$ можно получить из уравнений весового и теплового балансов.

Обработка кривых изменения давления, полученных как расчетным, так и экспериментальным путем с целью определения располагаемой энергии газов, производилась по методу линейной апроксимации, разработанной в МВТУ им. Н.Э.Баумана.

ВЫВОДЫ

1. Разработана методика, алгоритм и программа расчета на ЭЦВМ параметров газа в выпускной системе КДВС. Разработанная методика обеспечивает реализацию математической модели процессов газообмена и дает возможность исследования взаимной связи процессов в цилиндрах и в выпускном трубопроводе, а также влияния конструктивных и физических факторов на параметры и располагаемую энергию выпускных газов перед турбиной.

2. В отличие от существующих методов, основанных на квазистационарном представлении протекания процесса, в предлагаемой методике учтены потери на трение и теплообмен и движение газа в разветвлениях, что повышает точность теоретического определения его параметров. При учете трения и теплообмена среднее давление перед турбиной получается на 3÷4% меньше, чем без учета этих факторов, а потери средней кинетической мощности газов достигают 15% и более.

По сравнению с методом характеристик или конечных разностей предложенная методика менее трудоемкая, имеет более прос -

тую программу расчета и при одинаковом расчетном шаге требует в несколько раз меньше машинного времени при практическом одинаковой точности расчета.

3. Разработанная программа и методика экспериментального исследования с использованием установки с физической моделью существенно ускоряет и удешевляет доводку выпускной системы, позволяет исследовать различные конструкции в широком диапазоне изменения нагрузочно-скоростных режимов работы и выбрать рациональные размеры с целью повышения располагаемой энергии газов перед турбиной.

4. Предложенный метод определения эффективного проходного сечения имитатора турбины при физическом моделировании процессов газообмена обеспечивает получение идентичности законов изменения давления перед турбиной имитатором и в отличии от распространенного в настоящее время метода Jenni повышает точность определения удельной располагаемой энергии газа перед турбиной в 2-3 раза.

5. Анализ результатов расчетно-экспериментальных исследовании влияния конструктивных факторов на изменение параметров газа показали, что при увеличении длины выпускного трубопровода в 2 раза максимальное давление перед турбиной уменьшается на 12-14% . При замене серийного трубопровода d =0,125 м трубопроводом с уменьшенным диаметром d =0,09 м кинетическая энергия газов увеличивается в 4-5 раз. Оказалось, что для дизеля 12ДН 23/30 при $\mu_T f_T$ =0,0036 м^2 применение выпускного трубопровода с диаметром d =0,09 м по сравнению с серийным (d =0,125 м, $\mu_T f_T$=0,0039 м^2) обеспечивает повышение располагаемой энергии выпускных газов перед турбиной на 12÷20%.

Полученные результаты расчетно-экспериментального исследования параметров газа в выпускной системе комбинированного двигателя используются в учебной работе и в работах, проводимых кафедрой с дизелестроительными заводами.

По материалам диссертации опубликовано:

1. Круглов М.Г., Петриашвили Д.В., Кавтарадзе Р.З. О расчете параметров газа перед турбиной с целью определения располагаемой энергии газов. Труды ГПИ им.Ленина, Машиностроение, № 5, 1977.

2. Петриашвили Д.В., Кавтарадзе Р.З. О моделировании

выпускных систем комбинированных двигателей внутреннего сгорания. Труды ГПИ им. Ленина, Машиностроение, №5, 1977.

3. Кавтарадзе Р.З. Приближенный учет потерь при квазистационарном расчете выпускной системы двигателей внутреннего сгорания. Сообщения АН ГССР, т.87, №1, 1977.

4. Кавтарадзе Р.З. Расчетное определение импульса давлений в выпускной системе комбинированных двигателей. Известия ВУЗов, Машиностроение, №11, 1977.

5. Кавтарадзе Р.З. Исследование располагаемой энергии газового потока перед турбиной в выпускной системе комбинированных двигателей внутреннего сгорания. Тезисы докладов XIX научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава ВТУЗов Закавказских республик. Часть IУ, Тбилиси, 4-7 апреля 1977.

Типография МВТУ им. Баумана. Тираж 100 экз.
Л 80754 Дата разрешения в печать 14.XII.77 г.
Зак. 1924