П 383331

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования
СССР
Московское
ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена
Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

МАНДЖГАЛАДЗЕ Акакий Акакиевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В СИСТЕМЕ "ЦИЛИНДР - КЛАПАН - ВЫПУСКНОЙ КАНАЛ" ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

(05.04.02 - тепловые двигатели)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1981

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 ВОЛОДИН А.И.
кандидат технических наук, доцент САВЕЛЬЕВ Г.М.

Ведущее предприятие– Московский автомобильный завод им. И.А.Лихачева

Защита диссертации состоится "14" декабря 1981 г. в " 14[00] " часов на заседании Специализированного Совета "Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" МВТУ им.Н.Э.Баумана по адресу: г.Москва, 107005, Лефортовская набережная, д.1, корпус "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознако
имени Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан "5

Ваш отзыв на автореферат
печатью учреждения, просьба вы
2-я Бауманская ул., д.5, МВТУ
К.053.15.05.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО СОВЕТА
к.т.н., доцент

П 383331

Типография МВТУ им.Н.Э.Баум
Подписан к печати 02.11.81

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В решениях XXVI съезда КПСС большое значение придается повышению эффективности научно-исследовательских работ. Это положение находит отражение и в работах в области двигателестроения, направленных на улучшение технико-экономических показателей двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Одним из перспективных направлений на пути повышения технико-экономических показателей ДВС является совершенствование его выпускной системы посредством ее динамической настройки, а также уменьшения гидравлического сопротивления. Динамическая настройка выпускной системы с использованием отраженных волн от конца выпускного трубопровода позволяет добиться существенного улучшения процесса газообмена в цилиндре двигателя, а улучшение гидравлического сопротивления способствует понижению среднего давления в процессе очистки цилиндра, вследствие чего уменьшается работа насосных ходов, увеличивается располагаемая энергия газа перед турбиной и уменьшается коэффициент остаточных газов, что, в свою очередь, также благоприятно влияет на газообмен. В частности, исследования ЦНИДИ показали, что повышение интегрального расхода газа через выпускные органы на 15-20% может привести к уменьшению эффективного расхода топлива на 7-8 $\left[\frac{г}{квт.ч.}\right]$. Усовершенствование выпускной системы ДВС экспериментальным путем связано с большими затратами времени и материальных средств. Поэтому все более широкое распространение получают методы математического моделирования нестационарного течения газа в выпускной системе ДВС с использованием ЭЦВМ. Они позволяют проводить большое количество численных экспериментов с целью выявления рациональных форм деталей выпускной системы. Однако до настоящего времени нет методики, с помощью которой можно было бы провести аналитический расчет отрывного течения отработавших газов через выпускной канал с целью определения действительного расхода и гидравлических потерь, связанных с сужением и дальнейшим расширением потока в выпускном канале. Знание параметров газа за выпускным клапаном необходимо для записи граничных условий при численном расчете нестационарного течения газа в выпускном трубопроводе. Обычно эти потери оцениваются с помощью эмпирических выражений для коэффициента вос-

№ 383331

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1383331

МВТУ им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

становления давления и расхода, что существенно снижает как точность, так и универсальность расчета. Разработка аналитической методики расчета течения газа через выпускной канал, учитывающей его основные конструкционные особенности, позволила бы оценить влияние различных геометрических параметров выпускных органов на газообмен вцелом, что особенно важно при выборе рациональных форм и размеров деталей выпускной системы ДВС.

Цель работы. Целью диссертационной работы являлась разработка и расчетно-экспериментальная проверка нового аналитического метода задания граничных условий на стыке "цилиндр-клапан-выпускной трубопровод" для численного моделирования нестационарного течения в выпускных системах ДВС.

Методы исследования. Для создания методики расчета отрывного течения в выпускном патрубке за клапаном использованы основные положения принципа разделяющей линии тока (РЛТ), разработанного Ю.А.Гришиным и М.Г.Кругловым для расчетных исследований потоков через местные сопротивления, сопровождающихся отрывом. Расчетные соотношения методики в качестве составной части входят в систему уравнений распада произвольного разрыва на стыке "цилиндр-клапан-выпускной трубопровод". Эта система и является системой уравнения, выражающей граничные условия для численного расчета нестационарного течения в выпускной системе за клапаном. Численный расчет осуществляется с применением метода характеристик.

В экспериментальной части работы применялись методы статической продувки и поверхностной визуализации на специальной объемной модели выпускного канала и на каналах головки реального дизеля 8ЧII/II,5

Научная новизна. Новизна предложенного метода задания граничных условий у клапана заключается в том, что, во-первых, благодаря использованию теории распада произвольного разрыва учитываются особенности законов сохранения при нестационарном истечении из цилиндра ДВС; во-вторых, применение нового аналитического метода расчета отрывного течения за клапаном позволяет с учетом реальной переменной геометрии на входе в канал и сжимаемости газа определять параметры оторвавшегося потока без использования эмпирических зависимостей.

Применяемый в экспериментальной части работы новый метод поверхностной визуализации отрывного течения в системе "цилиндр-клапан-выпускной трубопровод" впервые учитывает трехмерный характер течения.

При экспериментальной и расчетной доводке выпускного канала с клапаном реального двигателя впервые показана целесообразность профилирования с целью уменьшения потерь и увеличения расхода отработавших газов (ОГ) именно на малых и средних подъёмах клапана, что позволяет иметь наибольший интегральный расход ОГ.

Практическая ценность. Новые граничные условия у клапана позволяют проводить уточненные "численные эксперименты" для выпускных систем ДВС с целью определения рациональных конструкционных параметров. В результате сокращается затраты средств и времени на доводку сложных силовых установок, появляется возможность на стадии проектирования обоснованно выбирать конструкции выпускных клапана и канала.

Расчет отрывного течения, включенный в граничные условия, особенно ценен тем, что задача решается не выходя за рамки одномерного подхода. Попытки двух- и трехмерного расчета отрывного течения в условиях весьма сложной геометрии выпускных систем ДВС привели бы к увеличению на несколько порядков потребного машинного времени и машинной памяти, что сделало бы невозможным решение практических задач в ДВС.

Расчеты, продувки выпускных каналов с замерами расхода и потерь, визуализация реального трехмерного отрывного течения в выпускных каналах позволили выработать систему рекомендаций для изготовления каналов с существенно улучшенными газодинамическими свойствами, что, в свою очередь, приводит к улучшению основных характеристик ДВС.

Внедрение. Программа численного расчёта нестационарного течения в выпускной системе ДВС, основанная на разработанных методах, внедряется на автозаводе им. И.А.Лихачева.

Конструкция выпускного патрубка с улучшенным профилем внедрена на УI серии дизеля 8ЧII/I2,5 что подтверждено соответствующим актом внедрения.

Имеется положительное решение по заявке на авторское свидетельство к изобретению, поданной в связи с разработанными

рекомендациями по улучшению профиля выпускных патрубков ДВС.

Апробация работы. Диссертационная работы была заслушана на заседании кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им. Н.Э.Баумана в октябре 1980 г. По основным разделам работы были сделаны доклады на Всесоюзной научно-технической конференции "Перспективы развития комбинированных ДВС новых схем и топлив" в ноябре 1980 г. в МВТУ им. Н.Э.Баумана, на Всесоюзной научной конференции "Научно-техническое сотрудничество "Предприятие - ВУЗ" (на примере автомобильной промышленности)" в декабре 1980 г. в МГУ им.М.В.Ломоносова и на семинарах молодых ученых и специалистов кафедры ДВС МВТУ им.Н.Э.Баумана в 1978, 1979, 1980 гг.

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в двух печатных работах.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав и выводов. Она содержит 97 страниц основного текста, 38 страниц иллюстраций, а также 15 страниц списка использованной литературы, включающего 149 наименований.

С О Д Е Р Ж А Н И Е Р А Б О Т Ы

В первой главе приводится обзор существующих методов расчета течения в выпускных системах ДВС: квазистационарного, инерционного, акустического методов, основанных на численном решении системы дифференциальных уравнений нестационарной гидромеханики - метода характеристик и конечных разностей; рассматриваются методы задания граничных условий, необходимых для организации численных расчетов нестационарных течений.

Анализ методов показал, что возросшие возможности электронно-вычислительной техники позволили довести до высокой степени совершенства наиболее эффективные из них - метод характеристик и метод конечных разностей с использованием соотношений распада произвольного разрыва. Однако повышение точности расчетов сдерживается недостаточной разработанностью граничных условий.

В частности, до настоящего времени нет удовлетворительных граничных условий для расчета истечения из цилиндра через клапан, которые опирались бы на физическую модель, отражающую реальные особенности течения. В большинстве случаев использу-

ются или недопустимо упрощенные зависимости, или данные непосредственно из статической продувки уже готовых каналов, или эмпирические коэффициенты, полученные по результатам продувок.

Для уточнения и универсализации расчетов нестационарного истечения из цилиндров ДВС была поставлена указанная выше цель работы и сформулированы задачи, необходимые для ее реализации:

I. Разработать метод расчета течения газа для выпускных каналов с клапанами;

2. Определить граничные условия в начале выпускного трубопровода для расчета параметров нестационарного течения газа в нем;

3. Составить и отладить программу для расчета выпускной системы на ЭЦВМ;

4. Спроектировать и изготовить модели для визуального исследования характера течения газа в выпускном канале;

5. Используя результаты визуальных исследований, изготовить выпускной канал с новым профилем, имеющим улучшенные газодинамические свойства;

6. Проверить методику расчета отрывного течения газа через выпускной канал и расчет выпускной системы ДВС путем сравнения расчетных и экспериментальных результатов, полученных в стационарных и нестационарных условиях.

Во второй главе описывается математическая модель нестационарного течения в выпускных трубопроводах, подробно излагаются разработанные для клапана граничные условия, необходимые при реализации численного расчета, приводятся блок-схемы, положенные в основу программ расчета на ЭВМ.

Нестационарные течение в трубопроводах с учетом трения и теплообмена описывается известной системой квазилинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{W}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial W}{\partial x} + \frac{W}{F}\frac{\partial F}{\partial x} = 0, & (I) \\ \frac{\partial W}{\partial t} + W\frac{\partial W}{\partial x} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x} + \lambda_T \frac{W^2}{2D_r} = 0, & (2) \\ \frac{\partial S}{\partial t} + W\frac{\partial S}{\partial x} = \frac{\kappa R}{a^2 D_r}\left[\lambda_T \frac{|W|^3}{2} - \frac{4\alpha_T}{\rho}\left(T - T_{cT}\right)\right], & (3) \\ \frac{P}{P_0} = \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^{\kappa} exp\left(\frac{S - S_0}{C_v}\right), & (4) \end{cases}$$

где ρ, P, W, a, S, T, R, K, c_v – соответственно плотность, давление, скорость потока, скорость звука, энтропия, температура, газовая постоянная, показатель адиабаты и удельная теплоемкость при постоянном объеме; $\lambda_т$ и $\alpha_т$ – коэффициенты трения и теплоотдачи; F, $D_г$, $T_{ст}$ – площадь проходного сечения, гидравлический диаметр и температура стенки канала; x и t – координаты расстояния и времени.

Система преобразуется к характеристическому виду, дифференциальные соотношения заменяются конечно-разностными, выбирается расчетный шаг по времени, соответствующий 2–5° угла поворота коленвала двигателя, выпускной трубопровод разбивается на расчетные участки из условия выполнения известного критерия Куранта, необходимого для сохранения устойчивости при численном расчете с фиксированной сеткой.

Задание граничных условий у клапана осуществляется решением задачи о распаде произвольного разрыва на каждом расчетном шаге. Для существующего в рассматриваемый момент времени перепада давлений между цилиндром и выпускным трубопроводом ($P_c / P_в$) и значения площади проходного сечения клапанной щели $F_1 = \pi d_1 h \cos\alpha_1$ (d_1 – диаметр горловины, h – подъем, α_1 – угол фаски клапана и седла) происходит мгновенное изменение параметров истечения по отношению к существовавшим на предыдущем расчетном шаге с образованием определенной волновой конфигурации. В цилиндре будет распространяться волна разрежения. Однако, интенсивность ее невелика и, как показано многими исследованиями, в расчетах ее можно не учитывать. По выпускному трубопроводу от клапана будет распространяться волна сжатия с перепадом давлений на фронте $P_к / P_в$ (рис. I) и вслед за ней – контактная поверхность, разделяющая зону свежих ОГ (P) и зону газов (K) предыдущего расчетного шага. В области клапана вслед за движущейся волной и контактной поверхностью мгновенно устанавливается режим стационарного течения. Меняющийся во времени расход через клапан, изменение живого сечения струи, вытекающей через клапанную щель, обусловливают существование в выпускном канале отрывных зон переменной геометрии и связанных с ними заметных потерь энергии истекающего газа.

Рассмотрим расчет нестационарного истечения в прямой выпускной канал. Поскольку потери тепла на границе у клапана

невелики по сравнению с теплоотдачей в стенки протяженной выпускной системы, граничные условия расчитываются в адиабатической постановке. Потери на трение и вихреобразование при отрывном истечении рассматриваются в гидравлическом приближении и оцениваются коэффициентом σ восстановления полного давления в зоне P по сравнению с давлением в цилиндре. Выражая перепад давлений на фронте волны сжатия через отношение газодинамических функций от числа Маха $\pi'(M)$, предложенных для расчетов нестационарных течений Б.П.Рудым и Ю.А.Гришиным, учитывая равенство давлений на контактной поверхности $P_к = P_р$ и используя газодинамические функции $\pi(M)$ для записи изменения давлений в области условно-стационарного течения, получим:

$$\frac{P_c}{P_в} = \frac{P_c}{P_р} \cdot \frac{P_р}{P_к} \cdot \frac{P_к}{P_в} = \frac{1}{\sigma \pi(M_р)} \cdot \frac{\pi'(M_к)}{\pi'(M_в)} \qquad (5)$$

Поскольку на контактной поверхности имеет место также равенство скоростей $W_к = W_р$ и так как $W = M\sqrt{kRT}$, запишем с помощью газодинамических функций $\tau(M)$ и $\tau'(M)$, выражающих стационарные и нестационарные зависимости для температур от числа M:

$$M_к \sqrt{T_в \frac{\tau'(M_к)}{\tau'(M_в)}} = M_р \sqrt{T_c \tau(M_р)} \qquad (6)$$

Наконец, запишем с использованием газодинамических функций $q(M)$ уравнение сохранения расхода для сечений клапанной щели (I) и зоны P:

$$F_1 q(M_1) = F_р q(M_р) \sigma \qquad (7)$$

В этих трех уравнениях распада произвольного разрыва известными являются величины P_c, $P_в$, $M_в$, $T_в$, T_c, F_1 и $F_р$, неизвестных – 4 ($M_к$, $M_р$, M_1 и σ). За сечение присоединения струй к стенкам ($F_р$) в расчетах принимается, как правило, сечение стыка выпускного патрубка в головке цилиндров с выпускной системой. В случае, когда используется специальная конструкция патрубка с уменьшенным гидравлическим сопротивлением благодаря значительному уменьшению сечения в районе отрывавшихся струй, в качестве $F_р$ следует подставлять значение площади минимального проходного сечения внутри такого патрубка. Для установления связи между M_1, $M_р$ и определения потерь (σ) к уравнениям (5-7) необходимо добавить соотношения,

описывающие отрывное течение. Расчет отрывного течения базируется на основных принципах РЛТ, заключающихся в следующем. Давление в отрывной зоне P_m должно быть равно давлению в минимальном сечении струи, кольцом охватывающем шток клапана; гидравлические потери на участке сужения струи отсутствуют, все потери сосредоточены на участке расширения и соответствуют случаю внезапного расширения. На основании этих принципов с использованием основных законов сохранения для участка сужения струи с поворотом было получено соотношение

$$\frac{2K}{K+1}\left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{1}{K-1}} q(\lambda_1)\lambda_1 \sin\alpha_1 \frac{F_1}{F_0} + \pi(\lambda_1) = \frac{2K}{K+1}\left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{1}{K-1}} q(\lambda_1)\lambda_m \frac{F_1}{F_0} + \pi(\lambda_m) \quad (8)$$

где λ – приведенная скорость, однозначно связанная с числом M, $F_0 = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_0^2)$ (d_0 – диаметр штока клапана). При выводе этого соотношения использовался экспериментальный факт примерного равенства давления в небольшой отрывной зоне у тарелки клапана P_T и в сечении клапанной щели P_I.

Решение уравнения (8) относительно λ_m и использование уравнения расхода

$$F_1 q(\lambda_1) = F_m q(\lambda_m) \quad (9)$$

позволяет определить кольцевую площадь струи, сузившейся у штока клапана F_m, а использование известного уравления для внезапного расширения, записанного через газодинамические функции $z(\lambda)$ и $y(\lambda)$

$$z(\lambda_p) = z(\lambda_m) + \left(\frac{K+1}{2}\right)^{\frac{1}{K-1}} \frac{1}{y(\lambda_m)}\left(\frac{F_p}{F_m} - 1\right) \quad (10)$$

позволяет замкнуть систему уравнений для граничных условий у клапана с отрывным течением. Расчет выполняется методом последовательных приближений. Задается величина λ_1 и из уравнений 8, 9, 10 определяются значения λ_m, F_m, λ_p, σ и M_K. Далее, подставляя в правую часть уравнения 5 необходимые параметры, можно проверить, соответствует ли заданному получившийся при выбранном λ_1 перепад давлений между цилиндром и основанием волны сжатия (P_C / P_B), испущенной в результате распада произвольного разрыва. В случае несоответствия нужно задаваться новыми значениями λ_1, добиваясь требуемой точности расчета. Описанная выше последовательность расчета отрывного течения справедлива для докритического режима. При сверхкритическом перепаде давлений на клапане расчет заметно

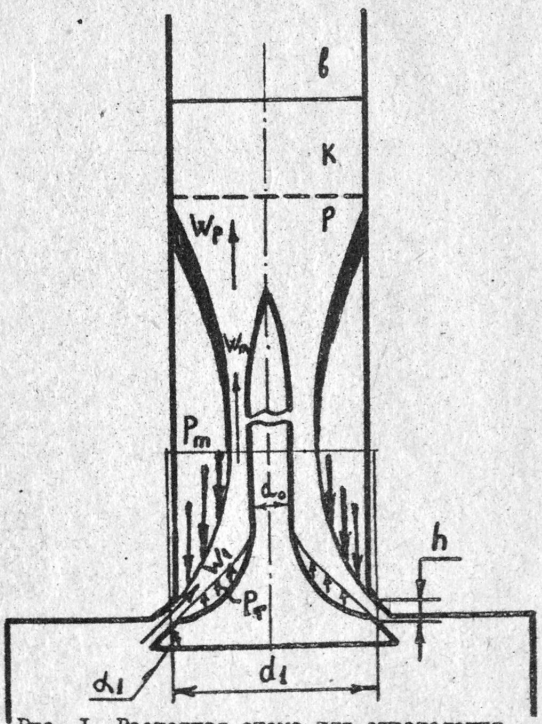


Рис. I. Расчетная схема для определения граничных условий вблизи клапана

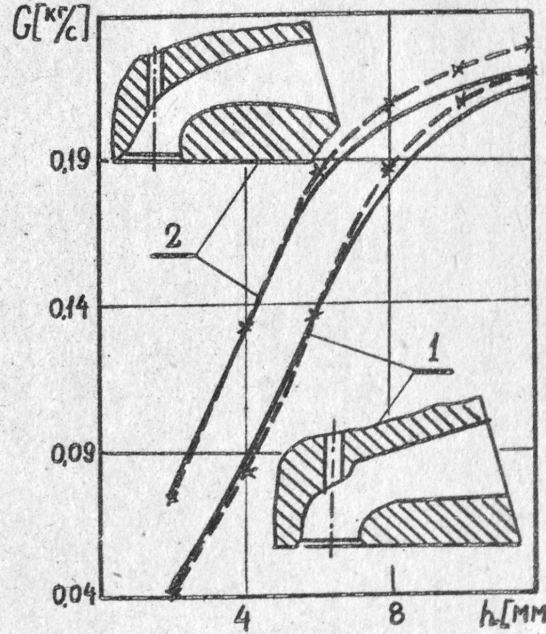


Рис. 2. Изменение расхода воздуха в зависимости от подъема клапана, при перепаде давлений в канале - $\Delta P = 0{,}025$ [МПа]:
1 - базовый выпускной канал; 2 - новый выпускной канал; ——— - эксперимент; ×— —× - расчет.

упростится, поскольку $\lambda_m = 1$ и из уравнения (8) однозначно определяется λ_1. Параметры M_p и $M_к$ находятся из ситемы, состоящей из уравнения 6 и управления 5, преобразованного на основании $P_c F_1 q(\lambda_1) = P_p F_p y(\lambda_p)$ к виду:

$$\frac{P_c}{P_в} = \frac{F_p\, y(\lambda_p)}{F_1\, q(\lambda_1)} \cdot \frac{\pi'(M_к)}{\pi'(M_в)} \qquad (11)$$

Для проведения расчетов в следующем временном интервале параметрами в зоне $в$ будут являться параметры зоны P предыдущего расчетного шага. Давление и температура в цилиндре определяются с учетом изменяющегося объема и вытекшей за расчетный шаг массы газа.

При расчете реальных конструкций с изогнутым выпускным патрубком с целью уточнения результатов можно учесть поворот потока, проводя аналогию с известным в гидравлике случаем течения через колено. Однако, как показали расчеты и эксперименты, это уточнение незначительно, поскольку увеличение отрывной зоны при повороте с одной стороны приводит к ее уменьшению и даже ликвидации с другой.

Разработанная методика расчета стационарного отрывного течения позволяет с высокой точностью определять параметры течения в реальных выпускных патрубках обычной конструкции и в патрубках с уменьшенным сопротивлением (рис. 2). Расчет нестационарного течения с использованием новых граничных условий, включающих соотношения для отрывного потока, также хорошо согласуется с экспериментом (рис. 3). Вычисления проводились на ЭЦВМ ЕС-1033 с применением математического языка FORTRAN-IV Затраты времени на расчет процесса выпуска одноцилиндрового отсека двигателя с шагом 10^{-4} с при длине выпускного трубопровода 1 м не превышали 9 мин.

<u>В третьей главе</u> анализируются существующие методы визуальных исследований газовых потоков, в том числе и через выпускные органы ДВС. Показано, что эти методы обладают большими возможностями для изучения форм и характера течений. К сожалению, во всех описанных установках для наблюдения за течением в элементах ДВС рассматриваются плоские потоки. В то же время течение в районе выпускных клапанов близко к осесимметричному пространственному течению. Это, безусловно, отражается на расходных и импульсных характеристиках потока через кла-

пан, на характере течения вцелом.

Для исследований в данной работе была изготовлена установка, представляющая собой продольно-разрезанную систему "цилиндр-клапан-выпускной патрубок", закрытую прозрачной крышкой из оргстекла. Перед подачей воздуха в цилиндр на внутреннюю поверхность оргстекла наносилась смесь из алюминиевой пудры, моторного масла и солидола. В процессе продувки смесь постепенно выносится из зон активного течения, в результате на поверхности оргстекла можно наблюдать и фотографировать картину реального отрывного течения. Эксперименты проводились с прямым выпускным патрубком, реальным базовым выпускным патрубком двигателя 8ЧII/II,5 и патрубком с уменьшенным гидравлическим сопротивлением, предложенным для этого двигателя. Продувались клапаны с углами фаски 30° и 45°, величины открытия изменялись от I до I2 [мм], перепады давлений варьировались от 0,0I до 0,095 [МПа].

Результаты визуальных исследований подтвердили правильность выбранной схемы расчета стационарного отрывного течения через клапан. Направление потока в клапанной щели в широком диапазоне изменения хода клапана практически совпадает с направлением образующих клапанную щель поверхностей; отрыв в клапанной щели отсутствует; сечение наибольшего сужения располагается в потоке ниже клапана на расстоянии (I,2 ÷ I,5) диаметра горловины канала. Анализ фотографий потока показал, что размеры сечений наибольшего сужения хорого согласуются с результатами расчетов F_m по предложенной методике. Наблюдение за течением в базовом выпускном патрубке двигателя 8ЧII/II,5 характеризующемся обширными отрывными зонами и резким изменением направления непосредственно в патрубке помогло разработать конструкцию патрубка с уменьшенным гидравлическим сопротивлением.

В четвертой главе продолжается описание экспериментов на установке "цилиндр-клапан-выпускной патрубок", разрезанной вдоль оси, а также на неразрезанной реальной системе. При тех же условиях изменения геометрии и перепада давлений, которые описаны в третьей главе, были произведены замеры расхода воздуха G с помощью стандартной дроссельной шайбы, а также замеры давления в цилиндре P_c и осредненного полного давления

на выходе из системы P_p^* с целью определения потерь полного давления. В качестве приемника полного давления использовалась специально изготовленная круговая шаговая гребенка. Запись соответствующих напоров осуществлялась с помощью батареи водяных пьезометров. Результаты экспериментов были сравнены с соответствующими расчетными данными, полученными с использованием предложенной методики определения параметров отрывного течения, являющейся ядром новых граничных условий у клапана. Максимальное расхождение между экспериментальными и расчетными кривыми для коэффициента восстановления давления не превышает 4%, для расхода - 7%. Оно имеет место только на самом малом исследованном ходе открытия клапана - I [мм], т.е. там, где расход ОГ еще незначителен, и общая ошибка в определении суммарного расхода и потрь будет невелика. Некоторое расхождение расчетов с экспериментами можно отметить также в области максимального хода открытия, которое обусловлено появлением рассогласования между реальным направлением выхода потока из клапанной щели и расчетным, равным углу фаски и седла клапана. Однако это расхождение не превышает по $\bar{\sigma}$ - I,5%, по $\bar{G}$ - 3% (рис. 2). В процессе продувок сравнивались также прямой и реальный изогнутый патрубки. Максимальная разница коэффициента восстановления давления не превышает 3%, а расхода - 4%. Сравнение по этим двум параметрам течения через клапаны с фасками 30^0 и 45^0 не показало сколько-нибудь значительных различий.

Для полной проверки разработанной методики расчета течения на границе у клапана был проведен анализ нестационарного потока для двигателя ДКРН74/160. Согласование результатов расчетов и экспериментов и в этом случае вполне удовлетворительное (коэффициент согласования кривой 0,98; рис. 3).

Значительное внимание в экспериментальной части работы было уделено доводке профиля выпускного канала двигателя 8ЧII/II,5 с целью снижения гидравлических потерь. Причем доводка проводилась на малых и средних подъемах клапана, поскольку известно, чтоя именно в этих условиях, при сохранении сверхкритического перепада давлений на клапане, из цилиндров двигателей вытекает основная масса ОГ. Результаты визуализации и расчетов показали, что форма клапана исследуемого двигателя близка к оптимальной, и основные резервы для снижения потерь можно реализовать доводкой профиля патрубка в головке цилиндра.

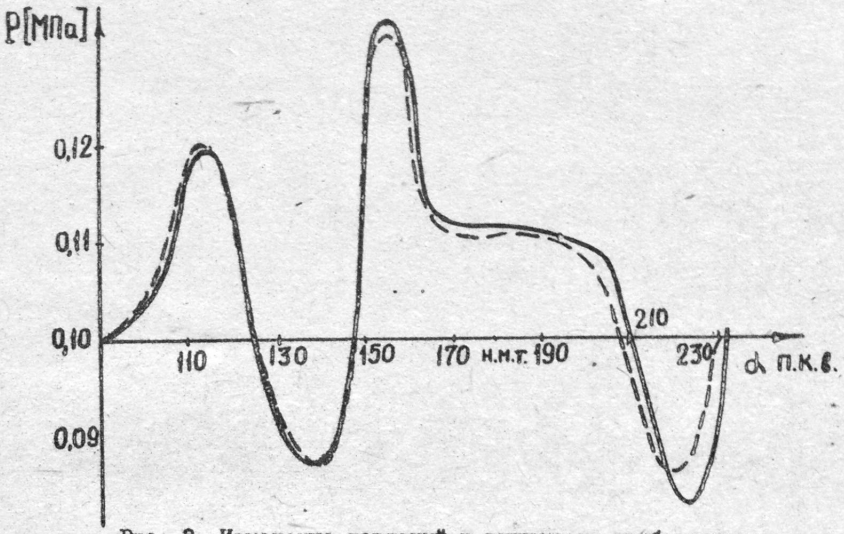


Рис. 3. Изменение давлений в выпускном трубопроводе динамической модели двигателя ДКРН 74/160, в процессе выпуска: ——— – эксперимент; – – – – расчет

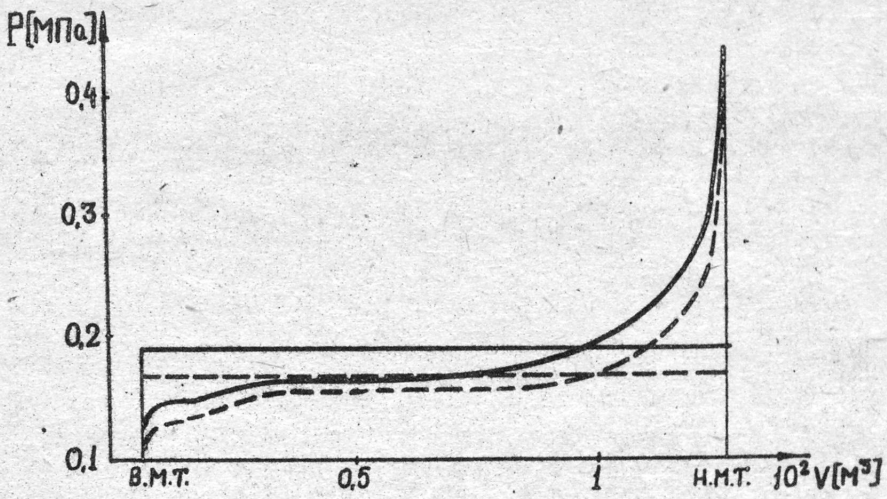


Рис. 4. Изменение давления в цилиндре одноцилиндрового отсека двигателя 8ЧII/II,5 на ходе выпуска: ——— – с базовым выпускным каналом; – – – – с новым выпускным каналом.

Основные принципы доводки патрубков заключаются в следующем. Необходимо, во-первых, радикально сократить объемы, занятые отрывными зонами, которые являются основными источниками потерь; во-вторых, при заданных пределах изменения геометрических параметров, обусловленных местом расположения клапанного отверстия в цилиндре и сечения стыка патрубка с выпускной системой, необходимо обеспечить плавный изгиб канала с большим радиусом кривизны. На рис. 2 показано, что новый выпускной канал, предложенный автором и внедренный на 6-й серии двигателя 8Ч11/11,5 обеспечивает по сравнению с базовым увеличение расхода ОГ за счет снижения потерь на подъеме клапана 2 мм - 80%, на подъеме 6 мм - 35%, причем, на больших подъемах расход не ухудшился. В работе показано, что на двигателе с новыми каналами за счет снижения работы и среднего давления насосных ходов на выталкивание ОГ в условиях малоизменившейся цикловой подачи топлива ощутимыми будут прирост среднего эффективного давления (рис.4) и снижение эффективного расхода топлива g_e (до 7,5 $\left[\frac{г}{квт.ч.}\right]$). Одновременно увеличивается располагаемая энергия газа в выпускной системе на 9,8%, что в случае применения турбонаддува существенно увеличит мощность турбокомпрессора.

По результатам работы можно сделать следующие выводы.

ВЫВОДЫ

1. На базе основных положений принципа разделяющей линии тока разработана методика расчета отрывного течения за клапаном в прямом выпускном патрубке, а также в изогнутом выпускном канале двигателя внутреннего сгорания. Методика не содержит эмпирических коэффициентов и учитывает сжимаемость газа.

2. Визуальные исследования на специальной модельной установке типа "цилиндр-клапан-выпускной патрубок" с трехмерным течением, проведенные в широком диапазоне изменения перепада давления и хода открытия клапана подтвердили правильность физической модели, использованной при разработке метода расчета отрывного течения за клапаном. При этом установлено следующее:

2.1. Направление потока, проходящего через клапанную щель, практически совпадает с направлением образующих клапанную щель поверхностей, и только при положении наибольшего открытия клапана эти направления различаются в пределах 5^0. Однако при расчете опорожнения цилинд-

ра двигателя это рассогласование не приводит к заметным ошибкам, поскольку расход отработавших газов из цилиндра к этому времени становится незначительным.

2.2. В самой клапанной щели для реальных конструкций клапанов и седел отрыва не обнаружено.

2.3. Сечение наибольшего сужения потока располагается не в клапанной щели, а вниз по потоку на расстоянии (I,2-I,5) диаметра горловины канала.

2.4. Определяющим фактором в геометрии потока является конструкционные параметры выпускных органов, а величина перепада давлений на форму потока влияет незначительно.

3. Замеры гидравлических потерь и расхода через клапан на установке хорошо согласуются с соответствующими расчетами, проведенными с помощью разработанной методики. Это позволяет утверждать, что для расчета отрывного течения такой сложной формы как течение за выпускным клапаном ДВС создана достаточно простая и вместе с тем эффективная расчетная методика.

4. На основании анализа результатов визуальных исследований, а также продувки моделей с прямым и реальным выпускным каналом можно сделать заключение, что поворот потока в реальном канале лишь незначительно снижает величины коэффициента восстановления давления и расхода. Это обусловлено тем, что увеличение области отрыва на выпуклой стенке канала сопровождается уменьшением или даже ликвидацией отрыва на вогнутой стенке.

5. Изучение влияния геометрических параметров выпускных органов на гидравлическое сопротивление выпускного канала показало, что снижение сопротивления выпускного канала путем изменения угла фаски клапана и седла, а также формы выпускного клапана менее эффективно, чем путем изменения формы профиля самого канала.

6. Описанный в диссертационной работе метод визуализации дает возможность наметить новую форму выпускного канала с уменьшенным гидравлическим сопротивлением. Такая работа была проделана для выпускного патрубка дизельного двигателя 8ЧII/II,5, в результате снижения гидравлических потерь прирост интегрального расхода газа составил 30%. Новая форма выпускного патрубка внедрена в производство УI серии двигателя 8ЧII/II,5.

7. С использованием известных расчетных методик показано,

что применение выпускных каналов с уменьшенным гидравлическим сопротивлением позволяет снизить эффективный расход топлива в пределах 7,0-7,5 $\left[\frac{г}{квт.ч.}\right]$, увеличить располагаемую энергию газов в выпускном трубопроводе на величину порядка 9,5-10%. С целью увеличения полезной работы цикла рекомендовано сузить фазу открытия выпускных клапанов.

8. На базе теории распада произвольного разрыва разработаны граничные соотношения на стыке "цилиндр-клапан-выпускной трубопровод" для расчета нестационарного течения выпускной системы ДВС. Уравнения методики расчета отрывного течения за клапаном в качестве составной части входят в систему уравнения распада произвольного разрыва. Предлогаемые граничные соотношения не требуют задания эмпирических коэффициентов расхода и потерь через клапан.

Результаты расчетов, выполненных с использованием новых граничных условий, хорошо согласуются с результатами соответствующих экспериментов, проведенных на одноцикловой установке, что позволяет рекомендовать их для численного моделирования нестационарных процессов в выпускных системах ДВС.

По диссертационной работе опубликованы следующие печатные работы:

1. Гришин Ю.А., Манджгаладзе А.А. Исследование отрывного течения за выпускным клапаном ДВС. - Тезисы докладов всесоюзной научно-технической конференции - "Перспективы развития комбинированных ДВС новых схем и топлив", М., 1980, с.31-32.

2. Гришин Ю.А., Манджгаладзе А.А., Милитов А.Э., Мухарский А.А. Граничные условия для численного расчета нестационарного течения в системе "цилиндр- двигателя - выпускной трубопровод" - Тезисы докладов I-ой Всесоюзной научной конференции - "Научно-техническое сотрудничество "Предприятие - ВУЗ" (на примере автомобильной промышленности)", М., 1980, с.56-57.