

*На правах рукописи*

**КУТИЩЕВ Михаил Анатольевич**

**ГАЗОДИНАМИКА ШУМООБРАЗОВАНИЯ  
И РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ  
ПО СНИЖЕНИЮ ИНТЕНСИВНОСТИ ШУМА  
НА ВЫПУСКЕ ДВИГАТЕЛЕЙ  
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Специальность 05.04.02 — тепловые двигатели

**Автореферат**  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Работа выполнена в Луганском машиностроительном институте.

Официальные оппоненты — доктор технических наук, профессор Б. Х. Драганов, доктор технических наук, профессор М. Г. Маханько, доктор технических наук, профессор В. С. Дидковский

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00816863 (W)

Головное специализированное конструкторское бюро по двигателям средней мощности.

Защита состоится « 17 » декабря 1992 г. в 13 часов на заседании специализированного совета Д. 114.04.01 по специальности 05.04.02 — тепловые двигатели при Харьковском институте — инженеров железнодорожного транспорта по адресу:

310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Харьковского института инженеров железнодорожного транспорта.

Автореферат разослан « 29 » октября 1992 г.

Ученый секретарь  
специализированного совета,  
доцент, кандидат технических наук

В. М. ЛЯЛЮК



Актуальность проблемы. Транспортные средства с двигателями внутреннего сгорания являются в наши дни и останутся в ближайшем будущем одним из основных источников, нарушающих экологическое равновесие вследствие загрязнения окружающей среды вредными выбросами и шумами высокой интенсивности. Вопросы экологии транспорта в нашей стране придают общегосударственное значение и решаются они с точки зрения единой комплексной проблемы. При этом, наряду с решением сугубо экологических задач достигается новый уровень потребительских качеств транспортных средств, обеспечивающий им конкурентоспособность на мировом рынке.

Практика борьбы с шумом транспортных средств показала, что одним из наиболее интенсивных источников, определяющих его уровень, является двигатель внутреннего сгорания. В двигателях различают источники аэродинамических и структурных шумов. Будучи более интенсивными, первые традиционно привлекали наибольшее внимание исследователей. Результат такого внимания - шум на выпуске и впуске многих двигателей оказывается достаточно заглушенным. Вместе с тем, намечаемое в ближайшие годы ужесточение стечественных и предусмотренных международными стандартами норм побуждает к поискам новых подходов в решении задачи снижения уровня аэродинамических шумов двигателя, тем более, что оно тесно связано с задачами улучшения таких традиционных показателей как экономичность, мощность, надежность, долговечность и приемистость.

Отсутствие доступной широкому кругу инженеров теории аэродинамического шумообразования в двигателях внутреннего сгорания затрудняет оценку акустических последствий принимаемых конструктивных решений. Разработка такой теории позволит систематизировать принципы получения требуемых уровней и спектрального состава шума, излучаемого срезом выпускной или впускной системы.

Такая теория поможет обосновать возможность использования элементов конструкции шумоподавляющих устройств для улавливания твердых и жидких включений в отработавших газах,

а также более рационального размещения элементов очистки газов от токсичных веществ, т.е. косвенно улучшить и другие экологические показатели двигателей.

Цель работы. Целью диссертационной работы явилась разработка основ теории аэродинамического шумообразования на выпуске ДВС, создание на её основе инженерных методов расчета спектрального состава шума на срезе выпускного тракта, а также разработка практических мер по снижению шума до требуемых уровней путем внесения в конструкцию этого тракта дополнительных элементов.

Поставленная цель достигается решением следующих задач:

- разработать общую физико-математическую модель нестационарных газодинамических процессов во взаимосвязанных полостях, основанную на закономерностях эволюции параметров газа к своим равновесным, установившимся значениям;
- произвести моделирование газодинамических процессов во взаимосвязанных рабочих полостях двигателя с реальным вязким и теплопроводящим газом и разработать инженерную методику расчета параметров газа в этих полостях, в том числе и скорость потока газа в сечении, сообщающем выпускной тракт с атмосферой, где формируется аэродинамический шум двигателя;
- осуществить моделирование процессов аэродинамического шумообразования в автотракторных двигателях и разработать инженерную методику расчета спектрального состава шума в любой точке окружающего пространства;
- произвести моделирование воздействия рабочего колеса газовой турбины турбокомпрессора на параметры протекающей через неё среды и разработать на его основе инженерную методику расчета спектрального состава шума, излучаемого срезом выпускной системы двигателя с газотурбинным наддувом;
- выполнить численное экспериментирование с целью изучения влияния взаимного расположения и геометрических размеров дополнительных элементов выпускного тракта на параметры излучаемого шума и работу насосных ходов двигателя;
- экспериментально исследовать акустическую эффективность звукоизоляторов с элементами различной геометрии и различного

их взаимного расположения и использовать результаты исследований для разработки рекомендаций по конструированию глушителей с оценкой влияния их подключения на показатели работы двигателя.

Научная новизна работы состоит:

- в разработке основ теории процессов шумообразования на выпуске ДВС, базирующейся на методе единичных волн. Фундаментом этой теории являются соотношения, вытекающие из формальной аналогии закономерностей поведения плоской волны в бесдиссипативной среде и поведения единичного, ступенчатого возмущения, распространяющегося в реальной вязкой и теплопроводной среде;

- в отказе от применения формул, справедливых для установившегося режима течения потока газа и решении поставленных задач на основе системы линеаризованных уравнений законов сохранения газодинамики, применение которой строго обосновано и экспериментально подтверждено;

- в получении простых аналитических зависимостей для расчета параметров рабочих сред в процессе газообмена, допускающих ясную физическую интерпретацию каждого шага решения. Существенным в построении такого решения является нетрадиционное задание граничных условий для проницаемых сечений, разделяющих рабочие полости двигателя. Они принимаются в виде зависимости полного перепада давления на этих сечениях от скорости истечения и гидродинамического сопротивления;

- в получении аналитических соотношений для расчета скорости частиц газа в любом сечении рабочих полостей двигателя, в том числе и на срезе выпускного тракта, формирующей аэродинамический шум в окружающем пространстве. Использование этих соотношений позволило выяснить, что спектральный состав шума на выпуске ДВС определяется и термодинамическими параметрами сред в рабочих полостях, и геометрией этих полостей;

- в расчете спектра шума на выпуске двигателя с газотурбинным наддувом;

- в выяснении зависимости эффективности глушителей тракторных двигателей от геометрии всего газозадувного

тракта, включая цилиндр двигателя ;

- в выявлении принципиального различия в подходе к проектированию глушителей для двигателя с газотурбинным наддувом и без него ;

- в получении опытным путем комплекса акустических характеристик звукоизоляторов различной геометрии, расчетное определение эффективности которых затруднено.

Практическая ценность работы заключается:

- в использовании разработанного метода единичных волн для уточнения приемов расчета параметров газодинамических процессов в рабочих полостях двигателей и создании инженерной методики расчета спектрального состава шума на выпуске двигателя. В настоящее время эта характеристика получается только в процессе испытаний созданной машины. Возможность получения данных о ней в период эскизных проработок позволит еще на этой стадии оценить акустическую активность двигателя и использовать эти данные при разработке системы акустической диагностики ;

- в выборе еще на стадии проектирования основных геометрических размеров звукоизоляторов, что сокращает сроки создания установок с двигателями без длительного и дорогостоящего этапа экспериментальных исследований ;

- в оценке влияния размеров элементов глушителя и соединительного тракта на величину работы насосных ходов для оптимизации величины заглушения и потери экономичности, обусловленных установкой глушителя ;

- в возможности встраивать в программу расчета рабочего процесса двигателя разработанные на основе этой методики пакеты прикладных программ и использовать их для расчетной оптимизации конструкции всего выпускного тракта ;

- в возможности перехода к традиционным методам классической акустики с целью использования всего арсенала приемов шумоподавления, накопленного в двигателестроении за многие десятилетия.

Внедрение результатов работы осуществлено в ПО "Лугансктепловоз", "Брянский машиностроительный завод", "Коломенский

тепловозостроительный завод". Некоторые рекомендации по совершенствованию газоздушных трактов двигателей переданы в ПО "Завод им. Малышева".

Апробация работы. Основные результаты работы доложены и обсуждены на республиканских конференциях "Научные основы проектирования машин и автоматизации производственных процессов" (г. Ворошиловград, 1966, 1967, 1972 и 1975 г.г.); Всесоюзных конференциях "Создание локомотивов большой мощности и повышение их технического уровня" (г. Ворошиловград, 1981 и 1985 г.г.), "Современный уровень и пути совершенствования экономических и экологических показателей ДВС" (г. Ворошиловград, 1983 г.), "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателя новых схем и на новых топливах" (г. Москва, 1982 г.); Всесоюзном симпозиуме "Физика акустико-гидродинамических явлений и оптоакустика" (г. Ташкент, 1982 г.); Всесоюзных семинарах "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" (г. Харьков, 1985 г.), "Двигатели внутреннего сгорания" (г. Москва, 1986 и 1988 г.г.); Всесоюзном совещании по проблеме улучшения акустических характеристик машин (г. Москва, 1988 г.), а также на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава ХИИТ (г. Харьков, 1977 г.) и ИМСИ (г. Ворошиловград, 1970-1986 г.г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 40 работ, в том числе - 2 авторских свидетельства и 2 монографии.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав и выводов на 233 страницах машинописного текста, рисунков на 98 страницах, списка литературы из 240 наименований, 2-х таблиц и 5 приложений.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе диссертации произведены систематизация и моделирование источников шума двигателя, определяющих его акустическую активность. Показано, что из всех источников наиболее интенсивным является выброс отработавших газов из выпускной трубы в атмосферу. Возбуждение шума в окружающей

среде осуществляется движением частиц газа, а уровень шума определяется их ускорением.

Анализ спектрограмм шума на выпуске двигателей показал, что основной вклад в его уровень вносят низкочастотные составляющие до 1000 Гц, т.е. волны, длина которых превышает 1,0 м. Это много больше, чем поперечные размеры выпускной трубы. В связи с этим, справедливо моделирование среза выпускной трубы характеристиками монополя. В этом случае звуковое давление в некоторой точке окружающего пространства оказывается пропорциональным скорости частиц газа, частоте, площади проходного сечения среза выпускной трубы и обратно пропорциональным расстоянию от среза до этой точки. Таким образом, для прогнозирования уровня шума, излучаемого открытым в атмосферу гонцом выпускной трубы двигателя, необходимо располагать данными о скорости частиц газа в этом сечении.

Как вовлекаются частицы газа в колебательное движение? Их движение — результат газодинамических процессов, сопровождающих сообщение цилиндра с выпускным трактом. Если рабочие среды к моменту открытия выпускных органов в цилиндре и в выпускном тракте считать находящимися в состоянии термодинамического равновесия, то процесс газообмена будет являться процессом перехода из одного равновесного состояния в другое. Такие процессы изучаются неравновесной статистической механикой или неравновесной термодинамикой.

Гидродинамический этап эволюции параметров газа при переходе из одного равновесного состояния в другое неравновесная термодинамика описывает системой уравнений Навье-Стокса.

Эти уравнения нелинейны, и их непосредственное применение для исследования газообмена в двигателях затруднено. Обычно прибегают к упрощениям. Прежде всего, пренебрегают диссипативными процессами, т.е. рассматривают идеальный газ и, кроме того, ограничиваются рассмотрением одномерных движений. Тогда уравнения Навье-Стокса принимают форму обычных одномерных уравнений газовой динамики (уравнения Эйлера):

$$\frac{\partial v}{\partial t} - v \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0,$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} &= 0, \\ \frac{\partial s}{\partial t} + v \frac{\partial s}{\partial x} &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $p, \rho, v$  и  $s$  - давление, плотность, скорость и энтропия соответственно.

Такая форма уравнений часто применяется в современной теории газообмена в двигателях. Как правило, эти уравнения решаются численными методами и позволяют определить параметры газа в рабочих полостях двигателей.

Первоначально к решению этих уравнений были применены аналитические методы. Наиболее мощный из них - метод возмущений. Он сводит систему нелинейных дифференциальных уравнений к рекуррентной последовательности линейных систем. В первом приближении - это линейризованная система уравнений газовой динамики

$$\begin{aligned} \frac{\partial v'}{\partial t} + v_0 \frac{\partial v'}{\partial x} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p'}{\partial x} &= 0, \\ \frac{\partial p'}{\partial t} + v_0 \frac{\partial p'}{\partial x} + a_0^2 \rho_0 \frac{\partial v'}{\partial x} &= 0, \\ \frac{\partial s'}{\partial t} + v_0 \frac{\partial s'}{\partial x} &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $v_0, \rho_0$  и  $s_0$  - невозмущенные равновесные значения, а  $v', p'$  и  $s'$  - приращения соответствующих величин.

При этом  $v = v_0 + v', \rho = \rho_0 + \rho', s = s_0 + s', a_0$  - скорость звука,

$a_0^2 = \gamma P_0 / \rho_0$ , где  $\gamma$  - коэффициент Пуассона,  $\gamma = c_p / c_v$ ,  $c_p$  и  $c_v$  - теплоемкости соответственно при постоянном давлении и постоянном объеме.

Для первоначально неподвижного газа ( $v_0 = 0$ ) в изэнтропийном процессе эта система уравнений переходит в уравнения акустики

$$\begin{aligned} \frac{\partial v'}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p'}{\partial x} &= 0, \\ \frac{\partial p'}{\partial t} + a_0^2 \rho_0 \frac{\partial v'}{\partial x} &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Если первое из этих уравнений продифференцировать по  $t'$ , а второе - по  $x$  и вычесть его из первого, то получается волновое уравнение, описывающее распространение плоской волны в идеальном газе

$$\frac{\partial^2 v'}{\partial t'^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 v'}{\partial x^2} = 0. \quad (4)$$

Система уравнений (I) допускает и точное решение в виде простых волн, найденное Риманом. Распространение простых волн сопровождается кривлением их переднего фронта вплоть до образования предельно искаженной разрывной формы. В связи с этим, дальнейшее использование дифференциальной формы исходной системы уравнений (I) становится некорректным - функции терпят разрыв.

Вместе с тем, через рабочие полости ДВС протекает не идеальный, а реальный газ. Поэтому исследования необходимо проводить на основе исходных уравнений Навье-Стокса. Но, как указывалось выше, их непосредственное применение затруднено. Проще воспользоваться их модификацией - уравнениями Бюргерса

$$\frac{\partial v'}{\partial x} - \frac{\epsilon}{a_0^2} v' \frac{\partial v'}{\partial \tau} = \frac{b}{2a_0^2 \rho_0} \frac{\partial^2 v'}{\partial \tau^2}. \quad (5)$$

Обратная подстановка  $\frac{v'}{a_0} = \frac{\rho'}{\rho_0}$  приводит к тому же уравнению для приращения плотности  $\rho'$  или для приращения давления  $p'$  при использовании зависимости  $\rho' = f(p')$ .

В этом выражении  $\epsilon = (\gamma - 1)/2$ ;  $\tau$  - время в сопровождающей системе координат  $\tau = t - x/a_0$ ,  $b$  - коэффициент затухания волн,

$$b = \zeta + \frac{4}{3}\eta + \chi \left( \frac{1}{c_p} - \frac{1}{c_v} \right).$$

Здесь  $\zeta$  и  $\eta$  - сдвиговая и объемная вязкости,  $\chi$  - коэффициент теплопроводности.

Уравнения Бюргерса решаются аналитически. Решения показывают, что при больших градиентах, характерных для крутых участков профиля возмущения, диссипативные силы начинают играть определяющую роль и нелинейные искажения резко тормозятся и вообще прекращаются. В этом случае профиль стабили-

зируется, приобретает предельно искаженный, вертикальный фронт и дальнейшее распространение волны происходит без искажений.

Если же возмущение с самого начала имеет вертикальный передний фронт, то оно распространяется практически без искажений. Эти особенности распространения возмущений в реальной вязкой и теплопроводящей среде, приводящие к образованию устойчивых волн с крутым передним фронтом, подтверждаются в многочисленных экспериментальных исследованиях, проведенных автором.

Таким образом, конкурирующее влияние диссипации и нелинейности приводит к образованию устойчивых стабилизированных волн неизменной пилообразной формы. Расчеты показывают, что в выпускных трактах ДВС переход от произвольной формы возмущения, образующегося у газораспределительных органов, к стабилизированной форме происходит на расстояниях порядка длины выпускного тракта.

Но распространяющаяся без искажений волна — это плоская волна малой амплитуды, распространяющаяся в идеальной среде, поведение которой описывается обычным волновым уравнением (4) или порождающей его линеаризованной системой уравнений Уйлера (3).

Итак, если не интересоваться начальным этапом искажения возмущений, возникающих у газораспределительных органов, то действительный закон изменения площади проходного сечения можно заменить приближенным, описывающим мгновенное их открытие. В результате образуется пилообразная волна с крутым передним фронтом, не изменяющимся по мере прохождения по тракту.

Если же необходимо проследить за эволюцией такого возмущения на всех этапах его распространения, то действительный закон изменения их проходного сечения заменяется ступенчатым, при котором на каждом отрезке времени открытие происходит мгновенно и генерируется единичное ступенчатое возмущение. Результирующая волна — это просто суперпозиция воздействий на всех отрезках времени.

Имеется еще один механизм нелинейного искажения профиля

волны при её распространении - вязкое трение о стенки. Специальные исследования, проведенные для труб диаметром 50 мм, показали, что при их длине, не превышающей 5 м, влиянием такого трения можно пренебречь. Таким образом, и это обстоятельство не препятствует применению линеаризованных уравнений для описания проведения возмущений с крутым передним фронтом, распространяющихся в трактах ДВС.

Однако, прежде, чем использовать уравнения (3) или (4) для нахождения скорости частиц газа на срезе выпускного тракта ДВС, во второй главе рассматривается возможность их применения для изучения процессов в сообщающихся полостях. Изучение этих процессов начинается с простейшего случая - с решения задачи нахождения параметров газа в трубе, первоначально заполненной сжатым воздухом и внезапно сообщающейся с атмосферой. Внезапное открытие трубы на практике осуществляется разрывом диафрагмы. Так создается возмущение с разрывным передним фронтом.

На рис. I показана расчетная схема такой трубы. Пусть требуется определить изменение давления в рассматриваемом процессе на глухом конце трубы в точке с координатой  $x=l$ . Исходную систему уравнений (3) перепишем в виде

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} v(x, t) + \frac{1}{\alpha_0} \frac{\partial}{\partial t} p(x, t) &= 0, \\ \frac{\partial}{\partial x} p(x, t) + \rho_0 \frac{\partial}{\partial t} v(x, t) &= 0, \end{aligned} \quad (6)$$

где  $\alpha_0$  - коэффициент объемной упругости газа,  $\alpha_0 = \gamma p_0$ . Зададим начальные и граничные условия. Для воздуха в трубе начальными условиями являются  $p(x, 0) = 0$  и  $v(x, 0) = 0$ , т.к. он находится в равновесном, невозмущенном состоянии. Воздух окружающей атмосферы также считается невозмущенным ( $p_0 = \text{const}$ ).

Граничное условие на глухом конце трубы

$$v(l, t) = 0,$$

а на открываемом

$$p_0 + p(0, t) + R v(0, t) = p_0,$$

где  $R$  - гидродинамическое сопротивление. При постоянной скорости истечения оно определяется в виде  $R = \rho |v| / 2M^2$ , где  $M$  - коэффициент расхода концевое устройства. При переменной скорости истечения  $v(t)$  используется величина эквивалентного активного сопротивления, определяемого из условия равенства рассеиваемых активных мощностей при постоянной и переменной скоростях потока газа по формуле

$$\frac{R_r v_0^2}{2} = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{\rho v^3(t)}{2M^2} dt, \quad (7)$$

где  $T$  - длительность процесса,

$v_0$  - амплитуда скорости  $v(t)$ ,

$R_r$  - эквивалентное активное сопротивление.

К исходным уравнениям, начальным и граничным условиям применяют преобразование Лапласа. Важнейшим свойством этого интегрального преобразования является возможность решения уравнений с функциями, изменяющимися скачкообразно и с терпящими разрыв. Как уже указывалось выше, именно такие функции появляются в рассматриваемых задачах.

Изображающее решение этих уравнений переводят в пространство оригиналов, используя обратное преобразование Лапласа. Получается решение, описывающее зависимость параметров газа в любом сечении трубы от времени

$$p(x,t) = \frac{\Delta p a_0 \rho_0}{R_r + a_0 \rho_0} \sum_{n=0}^{\infty} \alpha^n \left[ \eta\left(t - \frac{1}{a_0}(2ln + 2l - x)\right) + \eta\left(t - \frac{1}{a_0}(2ln + x)\right) \right], \quad (8)$$

$$v(x,t) = \frac{\Delta p}{R_r + a_0 \rho_0} \sum_{n=0}^{\infty} \alpha^n \left[ \eta\left(t - \frac{1}{a_0}(2ln + 2l - x)\right) - \eta\left(t - \frac{1}{a_0}(2ln + x)\right) \right],$$

где  $\alpha$  - коэффициент отражения,  $\alpha = \frac{R_r - \rho_0 a_0}{R_r + \rho_0 a_0}$ ,  $\Delta p = p_a - p_n$ ,

$\eta\left(t - \frac{1}{a_0}l\right)$  - единичная функция,  $\eta\left(t - \frac{1}{a_0}l\right) = \begin{cases} 1 & \text{при } t \geq \frac{1}{a_0}l, \\ 0 & \text{при } t < \frac{1}{a_0}l \end{cases}$

Для давления, например, у глухого конца трубы ( $x=l$ ) получается следующее выражение:

$$p(l,t) = \frac{2\Delta p a_0 \rho_0}{R_T + a_0 \rho_0} [\eta(t-\tau) + \alpha \eta(t-3\tau) + \alpha^2 \eta(t-5\tau) + \dots], \quad (9)$$

где  $\tau$  - время пробега возмущением всей длины трубы,  $\tau = l/a_0$ . Поскольку  $p(l,t) \equiv p'$ , то  $p_{x=l} = p_0 + p(l,t)$ .

Полученное выражение использовано для вычисления изменения давления у глухого торца трубы длиной 2,0 м, заполненной воздухом под давлением  $1,6 \cdot 10^5$  Па, т.е. при начальном перепаде давлений  $\Delta p$  ( $\Delta p = p_a - p_0$ ) равном  $(-0,6) \cdot 10^5$  Па. Результат расчета показан на рис. 1. Там же показаны результаты расчета этого процесса при учете реактивной составляющей гидравлического сопротивления и результаты тщательно поставленного эксперимента, свидетельствующие об удовлетворительном совпадении закономерностей изменения этих величин.

Максимальная погрешность в определении давления на начальном этапе процесса опорожнения трубы в среднем не превышает 3-5%.

Структура выражения для давления  $p(l,t)$  показывает, что его можно интерпретировать как волны разрежения и сжатия, в своей совокупности формирующие эту величину у глухого конца трубы. Они имеют прогрессивно уменьшающуюся амплитуду, определяемую коэффициентом отражения  $\alpha$ . Таким образом, решение является результатом наложения волн, бегущих в противоположных направлениях, и иллюстрирует механизм формирования параметров газа в любой точке трубы.

Исследуются явления в более сложных системах, содержащих трубу. Такими системами являются две внезапно сообщающиеся трубы или труба, сообщающаяся с емкостью. Две эти полости первоначально содержат газы с различными термодинамическими параметрами.

Рассчитывается закономерность изменения параметров газа во внезапно сообщающихся трубах, схема соединения которых показана на рис. 2. Здесь же показаны размеры этих труб. Для моделирования этого процесса разработана методика, которая стандартизована для применения при исследовании и других

более сложных систем. Она описывает порядок составления исходной системы уравнений, формулировки начальных и граничных условий, применения прямого и обратного преобразования Лапласа.

На рисунке показаны результаты расчета и эксперимента закономерности изменения давления у глухих торцов труб при  $l_1 = 1,0$  м,  $l_2 = 2,0$  м,  $F_1/F_2 = 2$ . Так же, как и для процесса в одной трубе, давление в этих трубах формируется в результате наложения серии падающих и отраженных волн. В целом, процессы в двух сообщающихся полостях носят характер осцилляций к некоторому установившемуся равновесному состоянию.

Подобны и процессы при внезапном сообщении друг с другом емкости объема  $V$  и трубы длиной  $l$ . Для определения закономерностей изменения параметров сред в этих полостях начало координат помещают в граничном сечении, а положительное направление оси  $x$  совмещают с осью трубы. Взаимосвязь изменения давления  $p(t)$  в емкости со скоростью истечения из неё равной  $v(t)$  принимают в виде

$$p(t) = -\frac{1}{C_v} \int_0^t v(t) dt, \quad (10)$$

где  $C_v = \frac{V}{\alpha_0 F}$ ,  $F$  - площадь сечения отверстия в емкости.

Для трубы используется исходная система уравнений в форме соотношений (6). Для граничного сечения задается условие неразрывности и образования полного гидродинамического перепада давления.

Применяя к этим уравнениям, начальным и граничным условиям преобразование Лапласа, получают изображающую систему уравнений, решение которой позволяет получить выражения для закона изменения давления и скорости частиц газа в любом сечении рассматриваемой системы в виде

$$p_T(x, t) = \sum_{i=1}^n [A_i + B_i(t - \tau_i) + C_i(t - \tau_i)^2 + \dots] e^{-\gamma(t - \tau_i)} \eta(t - \tau_i), \quad (11)$$

$$v_T(x, t) = \sum_{i=1}^n [D_i + F_i(t - \tau_i) + F_i(t - \tau_i)^2 + \dots] e^{-\beta(t - \tau_i)} \eta(t - \tau_i).$$

Аналогична структура выражений для параметров среды в емкости. Здесь  $A_i, B_i, C_i, D_i, E_i, F_i$  и  $\beta$  — соответствующие коэффициенты, зависящие от начального перепада давлений, геометрических размеров сообщающихся полостей и термодинамических параметров сред в этих полостях. Времена задержки  $\tau_i$  — величины, определяемые координатой  $x_i$  рассматриваемого сечения и длиной трубы.

Результаты расчета изменения давления в емкости объемом  $0,01 \text{ м}^3$  и у глухого конца трубы длиной  $2,0 \text{ м}$  при первоначальном перепаде давления  $0,6 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , а также результаты эксперимента показаны на рис. 2.

В третьей главе производится апробация разработанной методики исследования применительно к нестационарному газообмену в двигателях внутреннего сгорания. Ей предшествует анализ особенностей моделирования процесса газообмена в двигателях и оценка возможности моделирования рабочих полостей двигателя стрезками труб или емкостью.

Рассмотренные выше приемы расчета параметров нестационарных газодинамических процессов существенно опирались на их изоэнтропийность. Она не сохраняется даже при умеренной интенсивности образующихся волн. При сообщении цилиндра с выпускным трактом в последний выбрасываются продукты сгорания, имеющие температуру, отличную от температуры среды, находящейся в тракте. Следствием этого является нарушение условия  $\dot{s} = \text{const}$  по всему тракту. Однако, можно принять её постоянной внутри каждого слоя. Эти слои разделены друг от друга границей раздела, перемещающейся со скоростью частиц газа, что позволяет учесть энтропийную неоднородность среды, по которой распространяются волны, путем введения величин коэффициентов прохождения и отражения и учета скорости слоев среды.

Разработанная методика определения параметров нестационарных газодинамических процессов вначале применяется для одноцилиндрового двухтактного двигателя с прямоточной схемой продувки.

Этот двигатель — дизель свободно-поршневого генератора газа типа ОР-95. На рис. 3 показана схема его газозвдуного тракта и диаграмма изменения площади проходных сечений газораспределительных органов. В соответствии с этой диаграммой газообмен условно разбит на четыре периода.

В каждом из них для определения параметров сред в сообщающихся полостях составляются исходные системы уравнений, записываются граничные условия и условия связи. Начальные условия определяются значениями параметров сред в конце каждого предыдущего периода. Совместное решение уравнений дает возможность получить соотношения для расчета скорости и давления в любом сечении исследуемых полостей.

Как было показано выше, для решения таких задач используется операционное исчисление. Решения при этом получаются в аналитическом виде. Но для основных периодов газообмена в двигателях их получение становится чрезвычайно громоздким, поскольку приходится оперировать с системой из более, чем десяти уравнений. В связи с этим, используются методы компьютерной алгебры, реализованной, в частности, в системе *REDUCE*.

С этой целью преобразованная по Лапласу исходная система уравнений записывается в матричной форме и решается методом Крамера автоматически. Полученные решения для давления и скорости в пространстве изображений подготавливаются для переноса в пространство оригиналов. Эта подготовка заключается в использовании экспоненциальных рядов вместо гиперболических функций, их перемножении и группировке по одинаковым степеням экспоненты. К полученным таким образом соотношениям применяют обратное преобразование Лапласа. Все эти действия производятся автоматически в системе *REDUCE*.

Решение для второго периода газообмена, например, получается в виде экспоненциального ряда, каждый член которого является отрезком степенного ряда, умноженного на единичную функцию. Поскольку приходится ограничивать ряд конечным числом его членов, решение получается приближенным. Для численного моделирования была составлена *FORTRAN*-программа, большая часть которой была получена автоматически в системе *REDUCE*.

АНС им. В. Стефанова  
АН УРСР

Данный подход обладает рядом преимуществ по сравнению с традиционными численными методами. Во-первых, он применим к крайним условиям в виде разрывных функций, в то время, как традиционные сеточные методы весьма чувствительны к разрывам крайних функций. Во-вторых, он позволяет получить численное решение значительно быстрее, не уступая ему по точности, поскольку здесь погрешность вводится один раз и не накапливается в процессе счета. И, наконец, наличие даже приближенного аналитического решения позволяет в общих чертах представить поведение решения в интересующей области, что важно для инженерных приложений.

Эти приемы положены в основу методики, используемой при составлении программ расчета параметров рабочих сред в двигателях в период выпуска - продувки. Блок-схема программы показана на рис. 4. На рис. 5 показаны результаты расчета изменения давления в выпускной трубе этого генератора в районе выпускной улитки двигателя. Там же нанесены результаты индирования. Сравнение этих зависимостей свидетельствует об удовлетворительном согласии результатов расчета с экспериментальными данными.

Линией 3 нанесены результаты расчета при более точном моделировании закона изменения площади проходных сечений газораспределительных органов. Действительный закон изменения сечения этих органов во втором периоде газообмена заменялся ступенчатым, при котором общая длительность этого периода разбивалась на 5 интервалов. На каждом таком интервале площадь проходных сечений продувочных и выпускных окон считалась постоянной и равной среднему их значению на этом временном интервале.

Результаты такого уточненного моделирования лучше аппроксимируют экспериментально наблюдаемую закономерность изменения давления в расчетном сечении выпускного тракта. Вместе с тем, и результаты приближенного моделирования, при котором изменение проходных сечений газораспределительных органов во втором периоде газообмена считается прсисходящим мгновенно, дают возможность получить близкие к экспериментальным данным значения экстремальных величин давления.

Приемы исследования процессов газообмена между полостями одноцилиндрового двигателя используются при анализе закономерностей процессов в многоцилиндровом двухтактном двигателе с газотурбинным наддувом типа ЮД100, схема газовоздушного тракта которого показана на рис. 6.

Выпускной тракт этого двигателя отличается рядом особенностей: наличием узла соединения трех рабочих полостей (тройника) и газовой турбины, а также существенной неоднородностью параметров газа в тракте.

Моделируя эти особенности и используя исходную систему уравнений для каждой из сообщающихся полостей, получают исходную систему уравнений для определения изменения параметров газа в этих полостях для основных периодов газообмена с учетом действительного закона изменения площади проходного сечения газораспределительных органов. Он аппроксимируется ступенчатой зависимостью, разбивающей весь период газообмена на ряд временных участков, на которых площадь проходного сечения эквивалентна неизменной. Такой приближенный закон показан на рис. 6 ломаной линией.

Упрощенная блок-схема расчета показана на рис. 7. Его результаты показаны на рис. 8. Здесь же нанесены результаты обработки экспериментальных исследований и показаны результаты расчета изменения давления в выпускном коллекторе за 1-м, 3-м и 10-м цилиндрами соответственно. Они свидетельствуют о значительном отличии закономерностей изменения этой величины за каждым цилиндром. Обусловленный этим явлением разброс по параметрам работы каждого цилиндра в отдельности наблюдается при эксплуатации двигателей этого типа.

Удовлетворительные результаты применения разработанной методики для исследования закономерностей изменения основных параметров газа в процессах газообмена в двигателях позволили в четвертой главе разработать основы теории аэродинамического шумообразования. методов её инженерного приложения. Эта теория базируется на апробированной методике расчета скорости частиц газа в любом сечении, в том числе и на срезе выпускного тракта, а, значит, на возможности прогнозирования спектрального состава шума, излучаемого этой системой двигателя.

Рассматривается шумообразование на выпуске четырехцилиндрового тракторного дизеля СМД. Цилиндр этого двигателя моделируется емкостью, выпускной тракт-трубой. Клапаны и срез выпускной трубы моделируются соответствующими эквивалентными активными гидродинамическими сопротивлениями. Начальные условия определяются параметрами сред в цилиндре и в выпускной трубе к моменту открытия выпускных клапанов. Периодом перекрытия клапанов и различием расстояний цилиндров от среза выпускной трубы пренебрегают.

На рис. 9 показана расчетная схема тракта одного цилиндра и двигателя в целом. Вывод расчетной формулы для скорости частиц газа на срезе выпускной трубы производится на основе стандартизованной методики. Формула имеет вид

$$v_T(r, t) = \Delta p_1 k_1 C_v \sum_{i=1}^{\infty} [\beta_i + \gamma_i (t - \tau_i) + b_i (t - \tau_i)] e^{-\alpha \frac{t - \tau_i}{\tau_i}} \eta(t - \tau_i), \quad (12)$$

где

$$\begin{aligned} \beta_1 &= 2/\alpha N_1, \quad \gamma_1 = 0, \quad b_1 = 0, \quad \tau_1 = l/a_T, \quad \tau_2 = 3\tau_1, \quad \tau_3 = 5\tau_1, \\ \beta_2 &= 2P/\alpha^3 N^2, \quad \gamma_2 = P(P - \alpha Q)/\alpha^3 N^3, \quad b_2 = 0, \quad a_T^2 = \gamma P_T / \rho_T, \\ \beta_3 &= 2P^2/\alpha^3 N^3, \quad \gamma_3 = (4\alpha P Q - 4Q)/\alpha^4 N^3, \\ b_3 &= (P^2 - 2P\alpha Q - \alpha^2 Q^2)/\alpha^5 N^3, \end{aligned}$$

$$\alpha = \frac{M}{N} = \frac{A + D}{B + 1}, \quad P = D - A, \quad Q = 1 - B, \quad B = R_1 a_T / \alpha_T,$$

$$A = k_1 \rho_T a_T C_v - R_1 R_{кл} C_v a_T / \alpha_T, \quad D = k_1 R_1 C_v - R_{кл} C_v.$$

$$k_1 = F_{кл} \rho_{г} / F_T \rho_T, \quad \Delta p_1 = p_{T0} - p_{г0}.$$

$R_{кл}$  и  $R_1$  - гидродинамические сопротивления клапанов и открытого в атмосферу конца трубы.

Эта формула является исходной для инженерных расчетов и может быть использована еще на стадии технического проектирования, поскольку в ней используются данные, которыми располагает инженер на этом этапе проектирования.

На этом же рисунке показан результат расчета скорости

потока газа на срезе выпускной трубы этого двигателя и спектральный состав шума на расстоянии 0,25 м от него. Сравнение со спектром, полученным в эксперименте, иллюстрирует достаточную точность разработанного инженерного метода. Спектральный состав шума определяется так:

- а) полученное значение  $V_T(\rho, t)$  раскладывают в ряд Фурье по стандартной программе;
- б) величину амплитуды  $n$ -ной гармонической составляющей скорости используют для определения звукового давления в точке, расположенной на расстоянии  $R$  от среза выпускной трубы;
- в) по величине звукового давления определяют уровень звука на данной частоте  $\omega$  относительно нулевого порога.

При расчете спектрального состава аэродинамического шума двигателя с газотурбинным наддувом учитываются потери энергии газового потока при его прохождении через лопаточный аппарат рабочего колеса турбины введением зависимости скорости газа на выходе из лопаточного аппарата рабочего колеса турбины от скорости на выходе из соплового аппарата. Коэффициент пропорциональности в этой зависимости — относительный коэффициент полезного действия турбинной ступени. Введение такого соотношения позволяет учесть демпфирующее воздействие рабочего колеса турбины на параметры пульсирующего потока, возбуждающего шум в окружающем пространстве.

Рассчитывается спектральный состав шума, излучаемого двигателем типа ЗА-6Д49 с газотурбинным наддувом. Вывод расчетной формулы для скорости частиц газа за сопловым аппаратом турбины производится с помощью стандартных приемов. Структура получающейся расчетной формулы подобна структуре формулы (12). Временные задержки  $T_i$  в полученной формуле учитывают наличие двух ветвей выпускного трубопровода относительно каждого цилиндра — правой и левой. Так и учет обусловлен необходимостью совместного решения исходных систем уравнений, записанных для всех сообщающихся полостей цилиндра двигателя и каждой из ветвей выпускного трубопровода.

На рис. 10 показаны результаты расчета скорости частиц газа при работе двигателей на номинальном режиме с учетом по

терь энергии потока газа на рабочем колесе турбины и спектральный состав шума в точке, расположенной на расстоянии 1,5 м от среза выпускного тракта. Расчетный спектр сравнивается с экспериментально полученным. Наблюдаемые расхождения подвергнуты анализу.

В пятой, заключительной, главе рассматриваются теория и практика подавления шумов аэродинамического происхождения. Анализ известных способов звукоизоляции свидетельствует о том, что из них наиболее эффективны те, которые используют отражение энергии падающих волн обратно к источнику или их активное поглощение. Конструктивное исполнение таких звукоизоляторов может включать элементы, эффективность которых расчетным путем трудно определить.

Для исследования эффективности таких сложных элементов был выполнен комплекс экспериментальных исследований на специально созданной установке. Некоторые из полученных результатов сводятся к следующему:

- различие в эффективности акустических ячеек с сужениями различной формы (цилиндрической, конической и экспоненциальной) невелико. Плавное сопряжение сужения с расширением снижает эффективность ячейки;
- акустическая ячейка с расширением, поперечные размеры которой не малы по сравнению с длиной заглушаемой волны, обладает дополнительными полосами заглушения, расширяющими диапазон эффективности;
- резонансные отражатели на основе четвертьволновых отростков при высокой эффективности обладают узким частотным диапазоном;
- расширение частотного диапазона возможно на основе применения нескольких таких отростков;
- с уменьшением расстояния между отростками частотный диапазон расширяется с некоторым падением эффективности;
- заметное расширение частотного диапазона наблюдается при применении отростков различной высоты;
- эффективность отростков увеличивается при размещении их на различных сторонах канала.

Вместе с тем, наличие развитой теории звукоизоляции и обширного экспериментального материала до сих пор не позволяет достичь полного совпадения расчетной эффективности глушителя с эффективностью глушителя, установленного на двигателе, и определенной в эксперименте. Основной причиной такого расхождения является то, как это показано в работе, раздельное рассмотрение глушителя как изолятора и двигателя как источника шума. Такое рассмотрение допустимо лишь для глушителей, устанавливаемых на двигателях с газотурбинным наддувом. Предполагается, что в таких двигателях газовая турбина играет роль своеобразного детектора, пропускающего возмущения наружу и не пропускающего их обратно в газоздушный тракт. Поэтому подключение глушителя за турбоузелом влияет на процессы газообмена (включая влияние создаваемого противодействия), но влиянием на интенсивность процессов шумобразования можно пренебречь.

Исследования показали, что глушитель для автотракторных двигателей нельзя рассматривать в отрыве от всего газоздушного тракта.

Численные эксперименты показали, что

- геометрические размеры выпускного тракта до глушителя, включая и цилиндр, влияют не только на амплитудно-частотные характеристики шума, излучаемого срезом этого тракта, но и на эффективность включаемого глушителя;

- изменение геометрических размеров элементов глушителя приводит к изменению возмущающей функции непосредственно за выпускными органами, принимаемой в традиционных методах расчета неизменной;

- эффективность глушителя, полученная сравнением спектрального состава шума, излучаемого открытым в атмосферу концом выпускной трубы и глушителем, подключенным к этой же выпускной системе, отличается от эффективности этого же глушителя, определенной традиционными акустическими методами;

- глушитель в составе выпускной системы двигателя может обладать, в отличие от традиционных представлений, полосами пропускания и даже усиления, что и регистрируется в опытах;

- подключение глушителя к двигателю может изменить неко-

торые показатели газосбмена, а, значит, и технико-экономические показатели его работы, которые оказываются зависимыми и от конструктивных особенностей глушителя, и от способа подсоединения его к двигателю.

Научные интересы автора тесно связаны с проблемами борьбы с шумом тепловозов — как вне его, так и внутри кабины. В качестве примера применения результатов проведенных исследований рассматриваются основные этапы создания глушителя — искрогасителя для дизеля ЗД-6Д49 маневрового тепловоза ТМ-5М, уровень наружного шума которого превышал на 10-15 дБ допустимый по нормам, а его работа сопровождалась значительным выбросом искр. Эти этапы включают общую оценку тепловоза как источника шума, расчет параметров шума, излучаемого его дизелем, формулировку основных требований к глушителю-искрогасителю, расчет акустических и гидравлических характеристик глушителя.

Исходя из габаритных ограничений, требуемой акустической эффективности, расходных и гидравлических характеристик, была выбрана схема глушителя, состоящая из двух акустических ячеек, и определены его основные параметры. Акустическая эффективность определялась по заглушению, вносимому этими ячейками, состоящими из расширений и экспоненциальных сужений. Выбор такой формы сужений обусловлен необходимостью снижения гидравлического сопротивления.

Результаты расчетов использовались при конструировании и экспериментальном исследовании на стендах модели глушителя в натуральную величину с целью получения его акустических, гидравлических и массогабаритных характеристик. Результаты этих исследований использованы для проектирования опытного образца глушителя, устанавливаемого на тепловозе.

Конструкция разработанного глушителя показана на рис. II. Она иллюстрирует инженерные решения идеи использования последовательного включения двух акустических ячеек, состоящих из расширений и планых сужений. В местах резкого поворота потока установлены щелевые звукопоглотители, конструктивно выполненные таким образом, что их акустические функции сочетены с искроулавливающими. Здесь же показана акустическая эффективность

созданного глушителя, определенная различными способами: расчетным и экспериментальным (на лабораторном стенде и работающем тепловозе).

Установлено, что все три зависимости качественно близки друг к другу. Вместе с тем, в низкочастотном и высокочастотном диапазонах наблюдается значительное расхождение между реальной эффективностью глушителя и определенной на стенде. Оно обусловлено наличием неустранимых помех, создаваемых работой других источников шума тепловоза (кажущееся снижение эффективности на низких частотах), а также отличиями действительной величины акустического сопротивления выхода из глушителя от расчетного, выполненного на стенде (увеличение эффективности на высоких частотах).

Определение акустических характеристик производилось одновременно с измерением термодинамических параметров работы силовой установки тепловоза ТЭМ-5М на режиме, соответствующей 8-ой позиции контроллера под нагрузкой. Противодавление, измеренное на выпуске дизеля ЗД-6Д49, не превышало 420 мм вод. ст., что близко к величине, определенной в гидравлическом расчете и в эксперименте в лабораторных условиях. Температура газа в выпускном коллекторе за цилиндром находилась в пределах 400-550°C, что не выходит за пределы допусковых ТУ на эксплуатацию силовой установки тепловоза.

Установка этого глушителя на тепловозе ТЭМ-5М позволила снизить его шум и выброс искр до уровня, ограничиваемого нормами МПС.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана теория газодинамических процессов шумообразования на выпуске двигателей внутреннего сгорания на основе метода единичных зон.

2. Разработана физико-математическая модель главного механизма формирования аэродинамического шума при выпуске отработавшего газа - процесса перехода сред в системе цилиндр - выпускной трубопровод из одного равновесного состояния в другое.

3. Выявлена аналогия в поведении первоначально ступенчатой единичной волны, распространяющейся в реальной среде, и плоской волны малой амплитуды в идеальной среде, что позволяет моделировать закономерности их распространения на основе одной и той же линейризованной системы уравнений закона сохранения газодинамики.

4. Использование этой системы уравнений, принятой в работе в качестве исходной, и предложенного способа задания граничных и начальных условий положено в основу метода единичных волн, позволяющего описать явления, сопровождающие процесс внезапного сообщения друг с другом полостей, заполненных газами с различными параметрами, и получить решения, хорошо согласующиеся с экспериментальными данными.

5. Показано, что возмущения произвольной формы, образующиеся в процессах сообщения цилиндра двигателя с примыкающими к нему полостями, по мере распространения эволюционируют к предельно искаженной, разрывной и стабилизированной форме вне связи с законом, по которому изменяется площадь проходного сечения газораспределительных органов. После стабилизации они распространяются как единичные волны и возбуждают звуковое поле в окружающем пространстве. Метод единичных волн положен в основу развитой теории шумообразования.

6. Приложение метода единичных волн к исследованию нестационарного газообмена в двигателях с учетом действительного закона изменения площади проходного сечения газораспределительных органов, изменения объема цилиндра и энтропийной неоднородности сред в сообщающихся полостях позволило разработать методику расчета параэтров потока газа в рабочих полостях двигателя в период выпуска-продулки, результаты которого хорошо согласуются с экспериментальными данными.

7. Создана инженерная методика расчета спектрального состава шума на выпуске рядных автотракторных двигателей. Численная реализация программы расчета спектрального состава шума для дизеля СМД-14 показала удовлетворительное согласие с данными эксперимента.

8. Разработана инженерная методика расчета спектрального

состава шума на выпуске двигателей с газотурбинным наддувом, позволившая рассчитать спектр шума на выпуске дизеля ЗЛ-5Д49.

9. Выяснено, что акустическая эффективность отдельно взятого глушителя и глушителя в составе выпускной системы двигателя без газотурбинного наддува различны из-за влияния внутреннего сопротивления двигателя как источника шума. Разработанная методика позволяет рассчитать эффективность глушителя, устанавливаемого на двигателе, по разности уровней звукового давления в одной и той же точке окружающего пространства, создаваемого двигателем с глушителем и без него.

10. Обоснована теоретически и экспериментально подтверждена возможность применения стандартных приемов классической акустики для расчета эффективности глушителей, устанавливаемых на двигателях с газотурбинным наддувом. Подключение глушителя к такому двигателю не изменяет его характеристик как источника шума, поскольку газовая турбина отделяет процессы в выпускном тракте до нее от процессов за ней.

11. Создана установка, позволяющая определить акустические характеристики моделей звукоизоляторов и натуральных образцов глушителей, а также особенности звукоизоляторов сложной формы, определение эффективности которых расчетными методами затруднено.

Усовершенствованная методика определения параметров потока газа в полостях двигателей использовалась в ПО "Лугансктепловоз" при расчете рабочих процессов в СПГ ОР-95 и в СПД, создаваемых в других организациях.

Комплексный подход к решению задачи снижения уровня шума, излучаемого на выпуске тепловозного дизеля, и уменьшения выброса искр при помощи глушителя, учитывающий специфику его работы на тепловозе, позволил сконструировать, изготовить, подвергнуть всесторонним испытаниям и передать Брянскому машиностроительному заводу такой глушитель для дизеля тепловоза ТЭМ-5М.

Накопленный при этом опыт помог совершенствовать системы выпуска дизелей тепловозов ТЭ-121, М-62 и других машин, выпускаемых ПО "Лугансктепловоз" и Коломенским тепловозостроитель-

ным заводом.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Новый глушитель низкочастотного шума // Двигатели внутреннего сгорания: ЦИТИАМ.- 1964.- № 3.- С. 15-17.
2. Биения в системе выхлопа СПГ // Судостроение. 1965.- № 5.- С. 7-8.
3. Исследование системы выхлопа ГТУ с СПГ // Тезисы докладов Луганской областной науч.-техн. конференции.- Луганск, 1966.- С. 11-12.
4. Уточненный расчет изменения давления в системе выхлопа ГТУ с СПГ // Двигатели внутреннего сгорания: Респ.межвед. науч.-техн. сб.- Харьков, 1967.- № 4.- С. 104-111.
5. К вопросу об определении размеров выхлопного ресивера // Двигатели внутреннего сгорания: Респ.межвед. науч.-техн. сб.- Харьков, 1967.- Вып. 4.- С. 104-111.
6. Применение оперативных методов при решении вопросов, связанных с исследованием газозадушного тракта СПГ // Тезисы докладов Луганской обл. науч.-техн. конференции.- Луганск, 1976.- С. 47-48.
7. Влияние пульсаций давления в системах выхлопа установок с СПГ на показатели его работы // Энергомашиностроение.- 1968.- № 2.- С. 18-20.
8. Звукотеплоизоляция СПГ // Двигатели внутреннего сгорания / СНИИТОРМАШ.- 1968.- № 4.- С. 12-14.
9. Резонансные явления в системах выхлопа в установках с СПГ // Локомотивостроение.- 1970.- № 1.- С. 9-11.
10. Резонансный наддув СПГ // Энергомашиностроение.- 1970.- № 2.- С. 8-10.
11. Особенности влияния пульсаций давления в системах выпуска СПГ с постоянным и переменным ходом поршневых групп // Двигатели внутреннего сгорания: Респ.межвед. науч.-техн. сб.- Харьков, 1972.- № 14.- С. 19-21.
12. О некоторых особенностях проведения экспериментов на СПГ // Тезисы докладов респ. науч.-техн. конференции.- Ворошиловград, 1972.- С. 6.-88.

13. О возмущающем импульсе, создаваемом выпускными органами поршневых машин // Двигатели внутреннего сгорания: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - Харьков, 1973. - № 13. - С. 21-26.

14. Расчетное определение параметров газа в системе резонансного наддува поршневой машины // Двигатели внутреннего сгорания: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - Харьков, 1974. - № 19. - С. 7-81 (в соавторстве).

15. Экспериментальное исследование камерных глушителей шума // Уменьшение шума автомобилей / ЦНИТОМАШПРОМ. - 1974. - С. 12-15.

16. Использование поропласта полиуретанового для звукопоглощения // Транспортное машиностроение / ВНИИИНФОРМТЯМАШ. - 1976. - № 5. - С. 19-21 (в соавторстве).

17. Способ повышения акустической эффективности внутренней обшивки тепловоза // Транспортное машиностроение / ВНИИИНФОРМТЯМАШ. - 1976. - № 5. - С. 21-22 (в соавторстве).

18. Создание глушителя-искрогасителя на выпуске дизеля тепловоза ТЭМ-5М // Тезисы докладов респ. науч.-техн. конференц. - Ворошиловград, 1975. - С. 32-33 (в соавторстве).

19. Снижение шума в кабине машиниста тепловоза // Машиностроение и металлообработка: Реф. информ. о законченных НИР в ВУЗах УССР. - 1976. - № 17. - С. 6-7 (в соавторстве).

20. Проектирование газозащитного тракта поршневых машин. - Киев-Донецк, 1977. - С. 123.

21. Исследование и создание глушителя шума с бескомпенсаторным соединением дизеля для тепловоза мощностью 4000 л.с. // Машиностроение и металлообработка. - Вып. 21. - Реф. информ. о законченных НИР в ВУЗах УССР. - Киев, 1978. - С. 12-13 (в соавторстве).

22. А с. 700609 СССР. Глушитель шума выхлопа двигателей внутреннего сгорания / А.Д.Грибков, М.А.Кутицев, Г.С.Носко и др. (СССР). - № 2622243/25-06; Заявлено 30.05.78; Опубли. 30.11.79, Бюл. № 44.

23. Способ определения коэффициента звукопоглощения машиностроительных материалов и конструкций // Вестник машиностроения. - 1980. - № 1. - С. 36-37 (в соавторстве).

24. Экспериментальное исследование эффективности отражателей в волноводе // Акустический журнал.- 1980.- № 1.- С.99-103.

25. Результаты экспериментальных исследований глушителей выхлопа тепловозных двигателей // Тезисы докладов Всесоюз. науч.-техн. конференции "Создание локомотивов большой мощности и повышение их технического уровня".- Ворошиловград, 1981.- С. 47-48. 1

26. К оценке шумообразования на выпуске в дизелях // Двигатели внутреннего сгорания: Респ.межвед.науч.-техн.сб.- Харьков, 1984.- Вып.34.- С. 54-59.

27. Об одном случае истечения газа из трубы // Инженерно-физический журнал.- 1983.- № 3.- С. 514-515.

28. А.с. 1038624 СССР. Волновой обменник давления / М.А.Кутищев (СССР).- № 1038624; Заявлено 22.07.81; Опубликовано 30.08.73, Бюл. № 32.

29. О реактивной составляющей концевого импеданса трубы при прохождении интенсивного возмущения // Тезисы докладов на III Всесоюзном семинаре по физике акустико-гидродинамических и оптоакустических явлений.- Ташкент, 1982.- С. 15-16.

30. Экспериментальное исследование энергообменника на высокоскоростном дизеле // Тезисы докладов Всесоюз.науч.-техн. конференции "Современный уровень и пути совершенствования экономических и экологических показателей ДВС".- Ворошиловград, 1983.- С. 54-55.

31. Теория и расчет энергообменников / ВМСИ.- Ворошиловград, 1983.- 114 с.- Деп. УкраинИИТИ 19.01.83, № 52-УК.

32. Особенности проектирования глушителей шума выпуска мощного тепловоза // Создание и техническое обслуживание локомотивов большой мощности: Создание докладов Всесоюз.науч.-техн. конференции.- Ворошиловград, 1985.- С. 22-30.

33. О возможности использования предложения об изоэнтропийности процесса в газозоодушном тракте двигателей // Двигатели внутреннего сгорания: Респ.межвед.науч.-техн.сб.-Харьков, 1985.- № 43.- С. 39-42.

34. Нестационарный газобмен в двигателе 10Д100 / ВМСИ.-

Ворошиловград, 1987.- 75 с.- Доп. в ЦНИИТЭИТЯММАШ 19.06.87,  
№ 1956-ТМ.

35. Определение параметров газообмена в одноцилиндровом двигателе аналитическим методом // Двигатели внутреннего сгорания / ЦНИИТЭИТЯММАШ.- 1987.- № 10.- С. 1-4.

36. Определение параметров газообмена в многоцилиндровом двигателе аналитическим методом // Двигатели внутреннего сгорания / ЦНИИТЭИТЯММАШ.- 1987.- № 10.- С. 5-7.

37. Аналитический метод расчета газообмена в двигателе ЮД100 // Тезисы Докладов Всесоюз. науч.-техн. конференции "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах". - Москва, I 87.- С. 52 (в соавторстве).

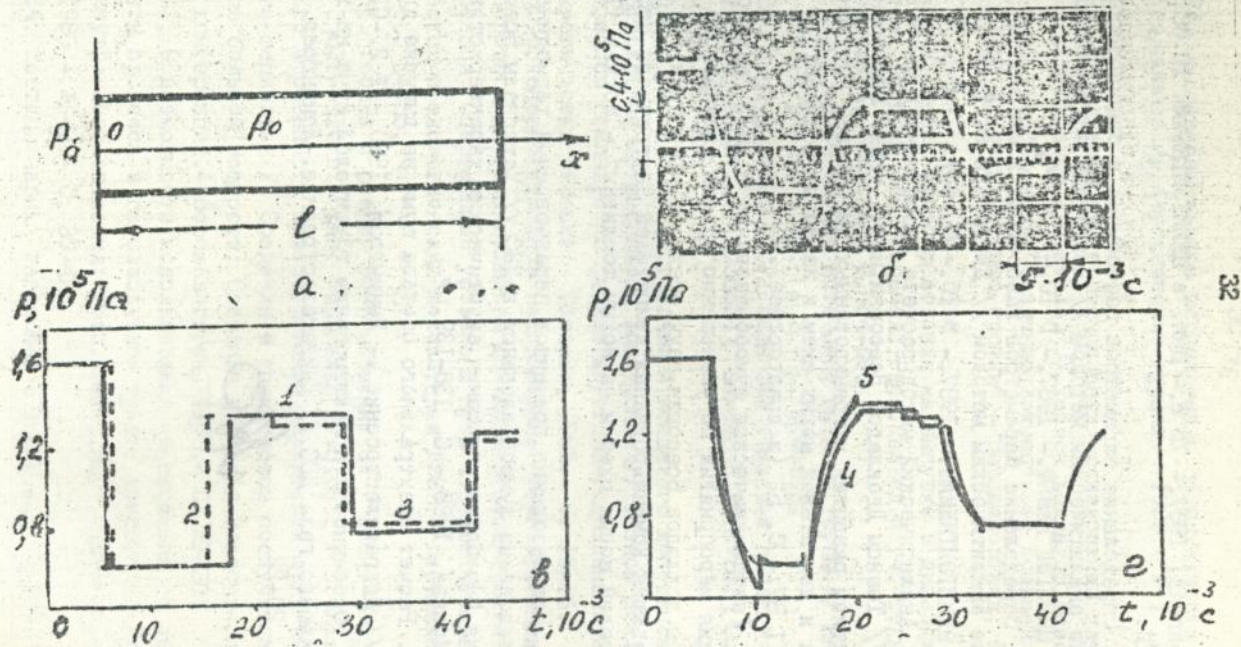
38. Газодинамическое шумообразование в ДВС. Разработка и реализация мероприятий по уменьшению уровня излучаемого шума // Тезисы докладов Всесоюз. науч.-техн. конференции "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах". - Москва, 1987.- С. 97.

39. Использование принципов неравновесной термодинамики при исследовании шумообразования в ДВС // Материалы Всесоюз. совещания "Проблемы улучшения акустических характеристик машин". - Москва, 1988.- С. 138-139.

40. Расчет спектрального состава шума на выпуске дизеля СМД-14 // Двигателестроение - Ленинград, 1990.- № 2.- С. 14-16.

41. Особенности проектирования глушителей шума на выпуске отработавшего газа ДВС // Двигателестроение.- Ленинград, 1990.- № 9.- С. 20-22.

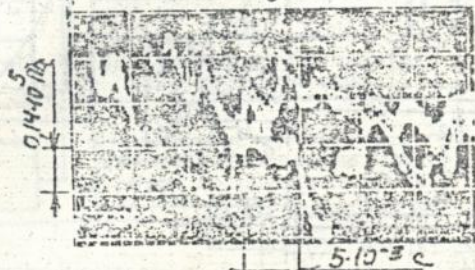
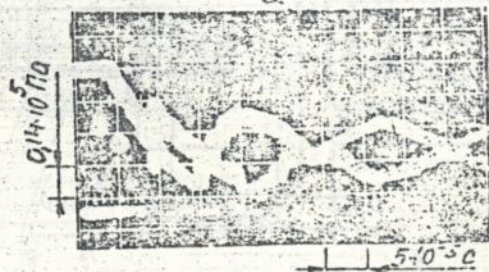
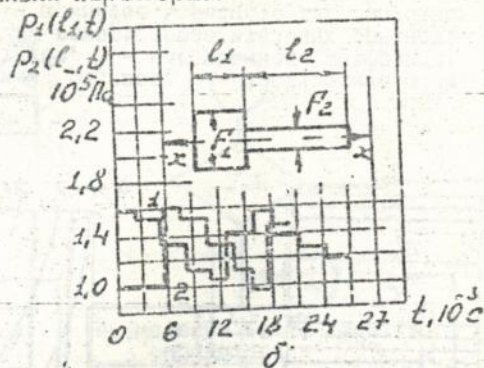
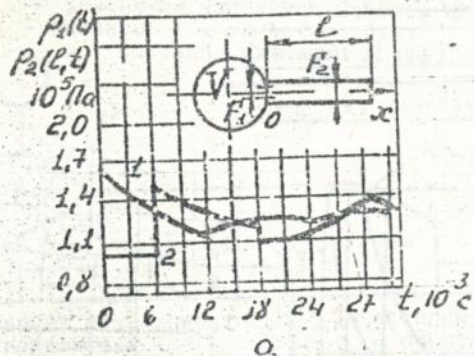
Процесс внезапного опорожнения в атмосферу трубы, первоначально заполненной сжатым воздухом



а - расчетная схема; б - осциллограмма изменения давления у глухого конца трубы; в - результат расчета: 1 - первое приближения, 2 - поправка на действительную скорость звука, 3 - поправка на результат взаимодействия с границей раздела; г - сравнение расчетной зависимости с экспериментальной (д).

Рис. 1

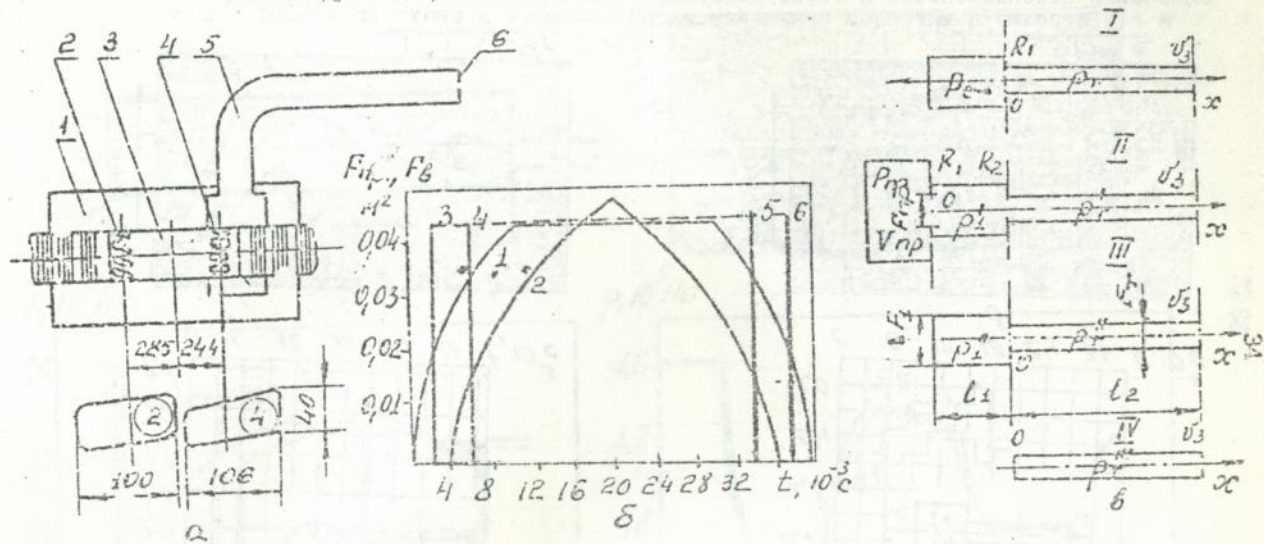
Процессы внезапно о сообщения емкости с трубой и трубы с трубой, первоначально  
заполненных газами с различными параметрами



а - расчетная схема и закономерности изменения давления в емкости (1) и трубе (2) при их сообщении; б - расчетная схема и закономерности изменения давления у глухого конца трубы  $l_1$  (1) и трубы  $l_2$  (2); в и г - экспериментальные данные

Рис. 2.

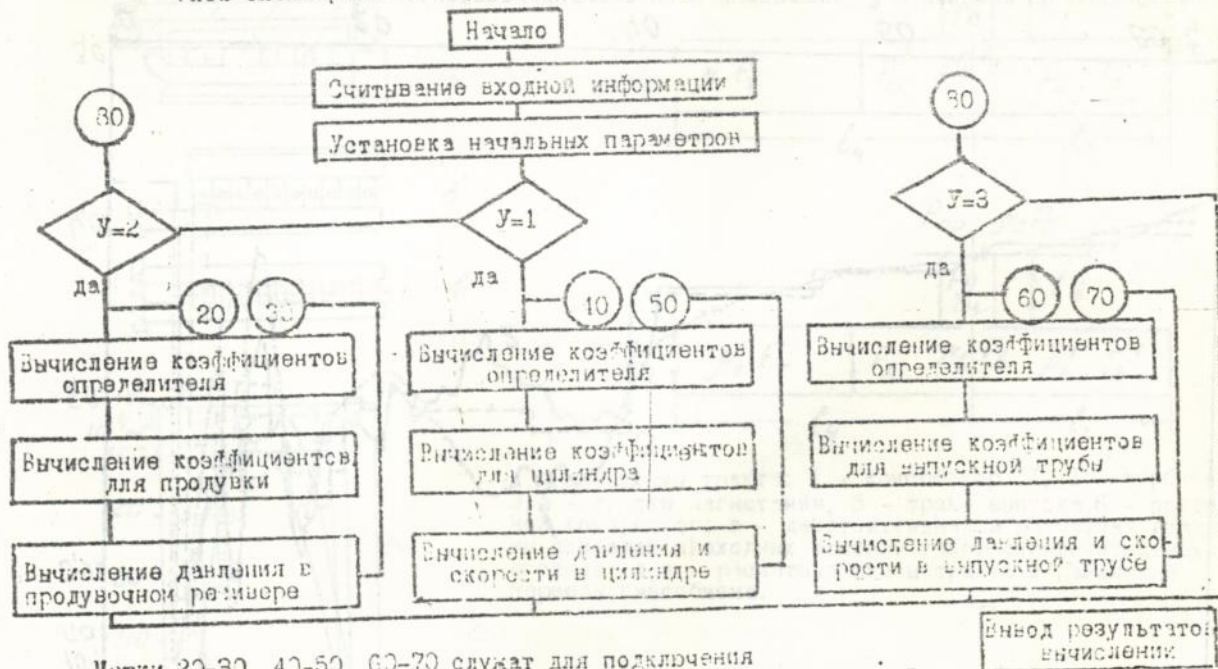
Газовоздушный тракт дизеля свободнопоршневого генератора газа



а - основные элементы тракта: 1 - продувочный ресивер, 2 - продувочные окна, 3 - цилиндр, 4 - выпускные окна, 5 - выпускная труба, 6 - нагрузочная диафрагма; б - диаграмма изменения площади проходных сечений газораспределительных органов: 1 - выпускных окон, 2 - продувочных окон, 3 - 6 - принятое в расчете для выпускных окон, 4 - 5 - то же, принятое для продувочных окон; в - расчетные схемы

Рис. 3.

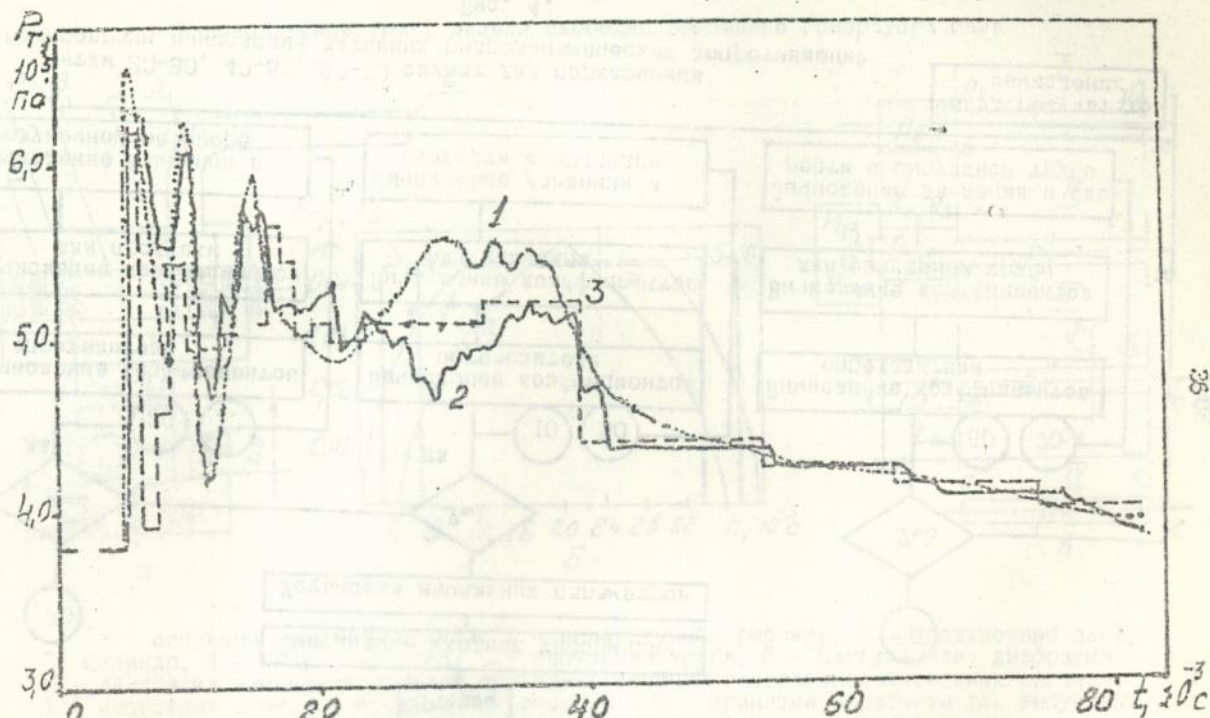
Блок-схема расчета параметра газа в рабочих полостях СПГ



Метки 20-30, 40-50, 60-70 служат для подключения подпрограмм вычисления активных гидродинамических сопротивлений

Рис. 4.

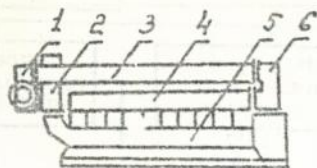
Изменения давления в впускной трубе дизеля генератора



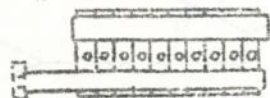
Результаты 1 - обработки индикаторной диаграммы, 2 - расчета по разработанной методике, 3 - расчета по упрощенной методике.

Рис. 5.

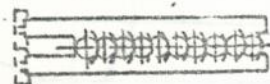
Газовоздушный тракт двигателя 10Д100 и его расчетные схемы



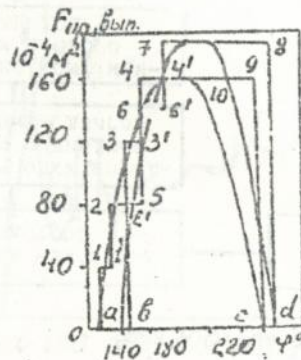
a



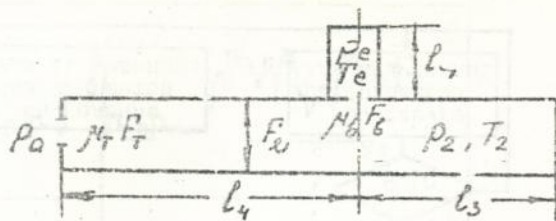
d



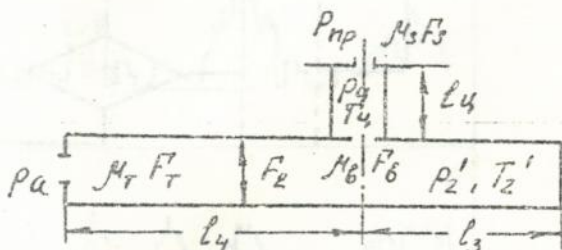
e



z



g



e

а, б, в - схемы тракта: 1 - компрессор ТК, 2 - турбина, 3, 4 - тракты нагнетания, 5 - тракт выпуска, 6 - приводной компрессор; г - действительная и расчетная диаграммы площадей проходных сечений газораспределительных органов; д, е - расчетные схемы тракта в различные периоды газообмена.

Рис. 6.

Блок - схема расчета параметров газа в рабочих полостях двигателя  
10Д100

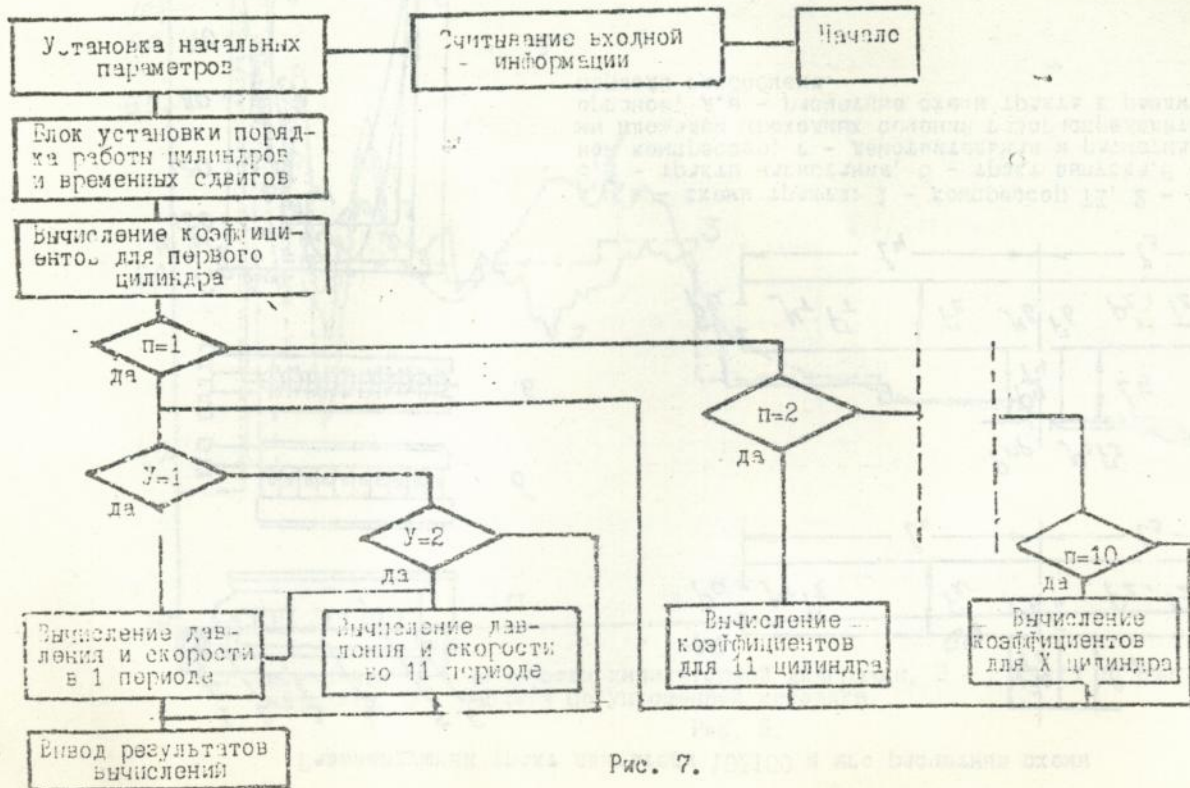
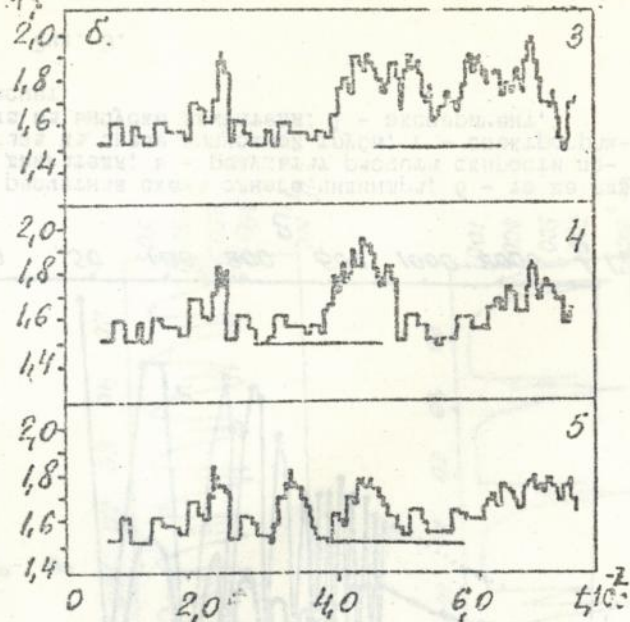
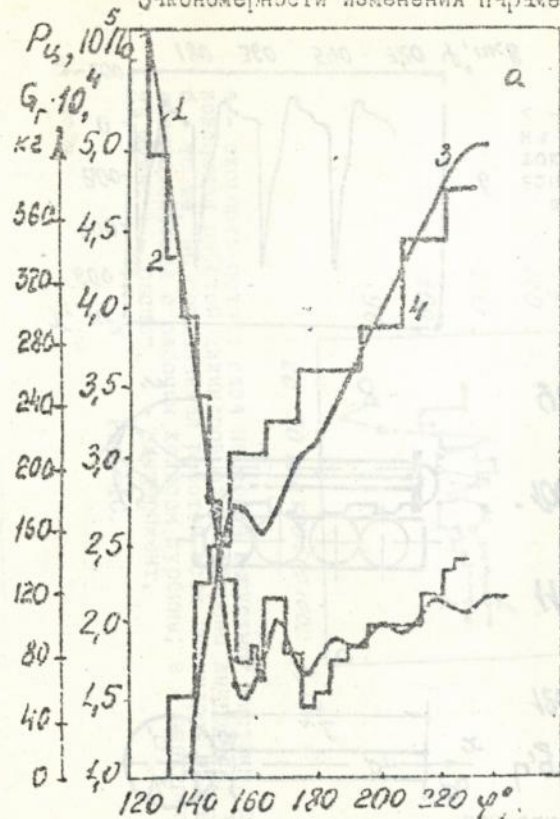


Рис. 7.

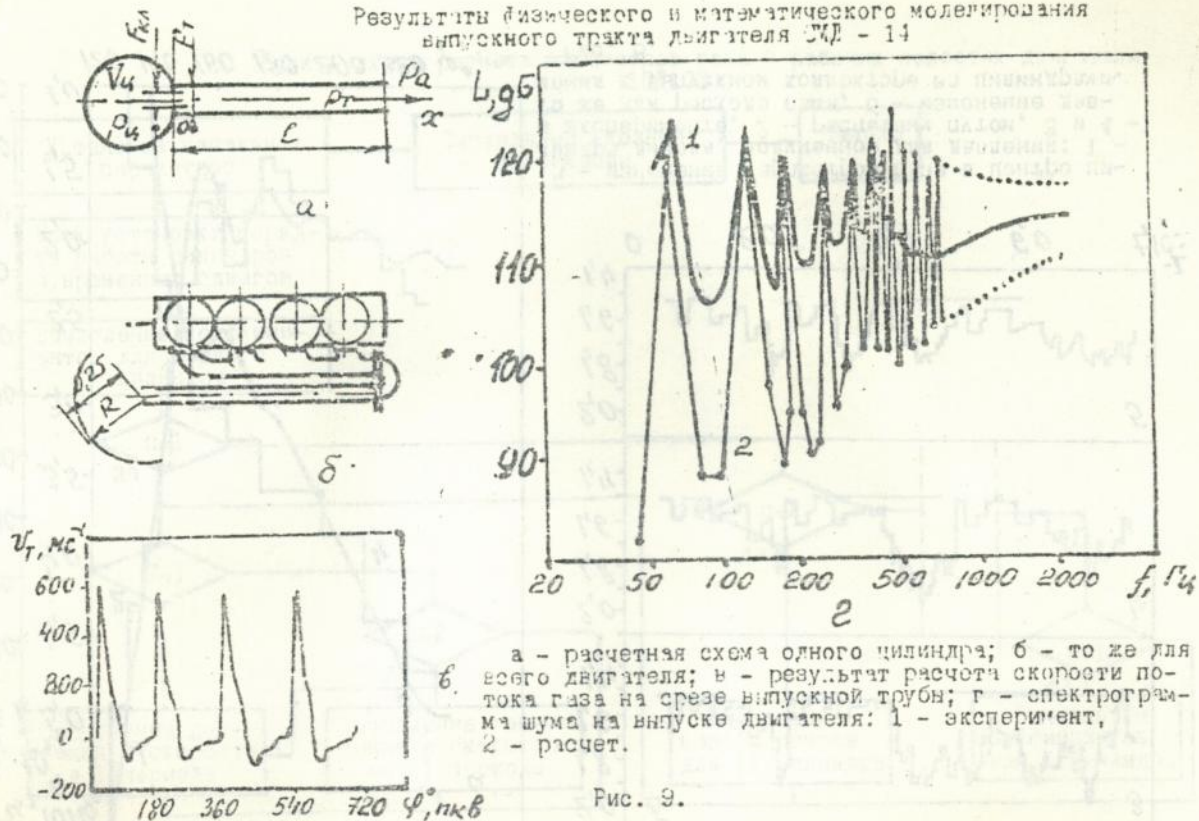
Закономерности изменения параметров газа в рабочих полостях двигателя 10Д100



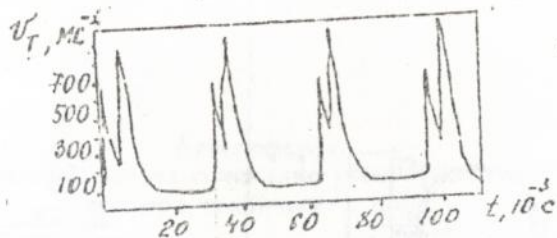
а - изменение параметров газа в центре цилиндра дизеля, полученное для давления: 1 - в эксперименте, 2 - расчетных путей, 3 и 4 - то же для расхода газа; б - изменение давления в выпускном коллекторе за цилиндрами.

Рис. 8.

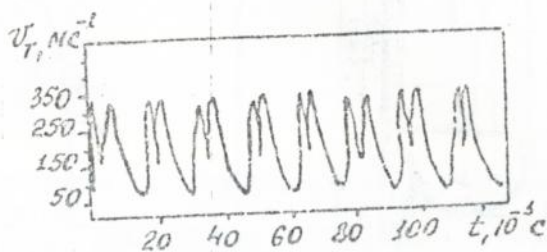
Результаты физического и математического моделирования  
выпускного тракта двигателя ДД - 14



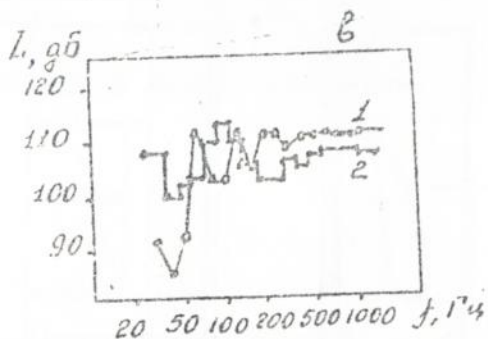
Скорость частиц газа и спектрограмма шума  
на выпуске дизеля 3А - 6Д42



а



б



в

а - скорость потока газа на срезе выпускной системы, обусловленная работой цилиндров одной стороны двигателя;  
б - то же, но создаваемая работой всех цилиндров после взаимодействия с рабочими колесами турбины; в - спектрограмма шума: 1 - расчёт, 2 - эксперимент.

Рис. 10.

Конструкция глушителя дизеля тепловоза ТЭМ - 5М и его эффективность

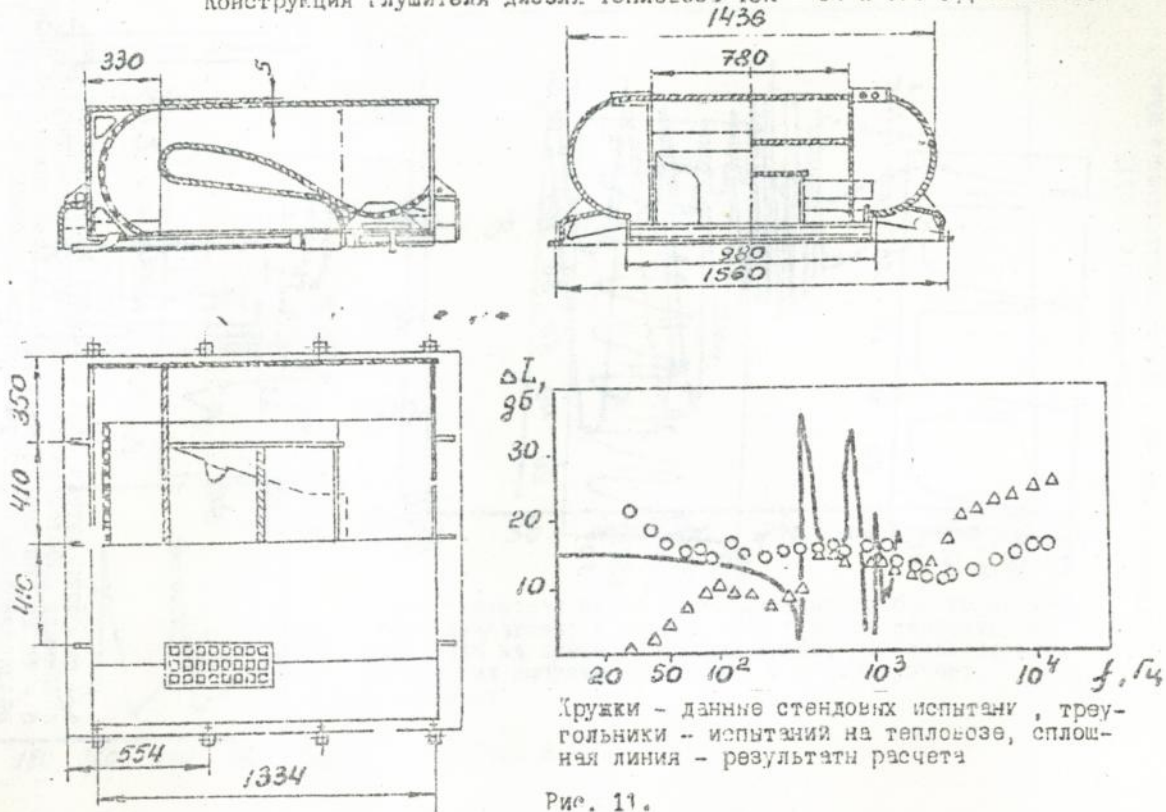


Рис. 11.

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

ГАЗОДИНАМИКА ШУМООБРАЗОВАНИЯ И РАЗРАБОТКА  
МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ИНТЕНСИВНОСТИ ШУМА  
НА ВЫПУСКЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

КУТИЩЕВ Михаил Анатольевич

Ответственный за выпуск  
к. т. н., доцент Круshedольский А. Г.

---

Подписано к печати 7/X-1992 г.  
Формат бумаги 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага для множ. аппаратов.  
Печать офсетная. Усл.-печ. лист 1,75. Уч.-изд. лист 2,0.  
Зак. 710. Тираж 75. Бесплатно.

469265

АВ 26.250

Бесплатно

**АВ 26.250**