

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи
УДК 621.431.732

Арипджанов Мадаминджан Марыпович

**НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ СНИЖЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК В
БЫСТРОХОДНОМ ДИЗЕЛЕ И УЛУЧШЕНИЯ ЕГО
ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК**

Специальность: 05.04.02 – «Тепловые двигатели»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Ташкент - 2007

Работа выполнена в Ташкентском автомобильно-дорожном институте

Научный консультант:

Заслуженный деятель науки Узбекистана,
доктор технических наук, профессор

С.М.Кадыров

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук,
профессор

Доктор технических наук,
профессор

Доктор технических наук,
профессор

Ведущая организация:

Ташкентский государственный технический университет им. А.Р.Беруни

Защита состоится «__» _____ 2007 г. в «__» часов в зале заседаний ректората ТАДИ на заседании разового специализированного Совета, созданного приказом ВАК РУз от 2007 года № ... по специальности 05.04.02 – «Тепловые двигатели» на базе объединенного специализированного Совета К067.33.01 при ТАДИ по адресу: 100060, Ташкент, ул. Мовароуннахр, 20.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ТАДИ.

Просим Вас принять участие на защите, Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенной печатью, просим направить в специализированный Совет института.

Автореферат разослан «__» _____ 2007 г.

Тел.: (10-998-71) 133-08-27, Факс: (10-998-71) 132-14-39, 132-14-80

e-mail: tayi_admin@mail.ru, baxtbb@mail.ru

Ученый секретарь специализированного
Совета, к.т.н., доц.

Ш.И.Хикматов

Общая характеристика работы

Актуальность проблемы. Развитие современного дизелестроения идет путем форсирования двигателей: повышения среднего эффективного давления и быстроходности, поэтому высокая надежность и ресурс, топливная экономичность и экологические показатели являются основными критериями их качества. Форсирование дизелей приводит к увеличению термических и механических нагрузок на основные детали (поршень, гильза, головка цилиндра), значительному повышению их температуры, а также температуры поршневых колец и клапанов. Перегрев деталей сопровождается образованием температурных полей с ярко выраженной неравномерностью распределения температур и, как результат, ростом термических напряжений при одновременном ухудшении механических свойств материала, образованием трещин и, наконец, разрушением детали. В связи с этим становится актуальной задача защиты деталей от чрезмерного воздействия высоких термических нагрузок со стороны рабочего тела, или, другими словами, задача создания дизеля с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела.

Однако создание высокоэффективного двигателя с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела связано с решением ряда других вопросов, прежде всего, с обеспечением современных экологических требований. В первую очередь это относится к снижению содержания оксидов азота в продуктах сгорания при одновременном уменьшении удельного расхода топлива.

В совокупности указанные задачи составляют крупную научно-техническую проблему, имеющую важное промышленное и экономическое (рыночное) значение, поскольку ее решение позволяет повысить научно-технический уровень проектирования и создания новых перспективных двигателей и получить экономический эффект за счет снижения себестоимости и затрат на экспериментальную доводку дизелей с уменьшенными тепловыми потерями.

Цель работы. Разработка и практическая реализация научных основ создания транспортного дизеля с уменьшенными тепловыми потерями при использовании керамических теплоизолирующих деталей.

Основные задачи работы. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи:

1. Разработка технологии получения керамических материалов и изготовления теплоизолирующих частей для составных деталей (цилиндр, поршень) дизеля;
2. Расчетно-теоретические исследования теплонапряженного состояния деталей.
3. Разработка метода и создание специализированного стенда для моделирования теплонапряженного состояния деталей транспортного дизеля.

4. Разработка метода экспериментального исследования рабочего процесса дизеля с теплоизолированными деталями и создание опытной установки для его индицирования.

5. Разработка метода расчетно-экспериментального исследования рабочего цикла двигателя с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела, позволяющего определить пути улучшения эффективных и экологических характеристик и снижения тепловых нагрузок на основные детали.

6. Исследование и оценка влияния интенсивности вихревого движения заряда на динамику топливного факела при теплоизоляции стенок камеры сгорания;

7. Разработка практических рекомендаций по усовершенствованию рабочего процесса в двигателях с ограниченными тепловыми потерями.

Научная новизна работы определяется тем, что:

- разработаны научные основы и осуществлен комплекс мероприятий по снижению тепловых нагрузок в быстроходном дизеле при одновременном улучшении его эффективных и экологических характеристик;

- разработана технология изготовления теплоизолирующих частей для составных деталей дизеля из нитрида кремния, предусматривающая синтезирование порошка, измельчение и приготовление смеси, прессование и механическую обработку;

- разработаны трехмерные модели для исследования теплонапряженного состояния базовой (серийной) и теплоизолированной гильзы и поршня;

- на основе экспериментальных исследований интенсивности вихревого движения заряда получена полуэмпирическая формула для расчета локальной тангенциальной скорости в зависимости от текущего радиуса цилиндра и частоты вращения коленчатого вала;

- исследован эффект «внутренней адиабатизации» вращающегося потока, как средство тепловой защиты деталей двигателя;

- установлено, что основной причиной выхода из строя составных гильз и поршней является возникновение импульсов градиента температуры в области контакта;

- исследованы экологические характеристики (NO_x , CO, HC, шум) двигателя с уменьшенным отводом теплоты в зависимости от удельного расхода топлива;

- определены значения ряда основных режимных и конструктивных параметров, оптимальное сочетание которых одновременно с уменьшением отвода теплоты от рабочего тела обеспечивает оптимальное соотношение удельного расхода топлива и $[\text{NO}_x]$, снижение $[\text{CO}]$, $[\text{HC}]$ и уровня шума.

Достоверность и обоснованность научных результатов определяются:

- использованием фундаментальных законов термодинамики, гидродинамики и тепло-массообмена, соответствующих этим законам уравнений и граничных условий, современных аналитических и численных методов реализации математических моделей;

- применением при моделировании теплонапряженного состояния базовой и опытных конструкций поршней, результатов измерений локальных температур, полученных автором на специальной опытной установке для моделирования циклического термического нагружения поршней различных конструкций;

- применением при обосновании разработанных математических моделей рабочего процесса дизеля с непосредственным впрыскиванием опытных данных, полученных автором на специальной экспериментальной установке для индицирования и исследования внутрицилиндровых процессов в широком диапазоне изменения нагрузочных и скоростных режимов;

- использованием результатов экспериментальных исследований в качестве граничных условий и исходных данных при численных исследованиях теплонапряженного состояния, тепловыделения и образования оксидов азота;

- использованием достоверных результатов исследований, выполненных в ТАДИ, МАДИ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, СПбГПУ, ХПИ, ЦНИДИ, НАМИ, МГТУ «МАМИ», Мюнхенском техническом университете, на фирмах Cummins, AVL и др.;

- экспериментальным подтверждением адекватности разработанных математических моделей теплонапряженного состояния деталей и рабочего процесса дизеля на примерах замеренных локальных температур, концентраций оксидов азота и снятых индикаторных диаграмм при различных условиях организации внутрицилиндровых процессов;

- применением ГОСТов и других нормативных актов при расчетном и экспериментальном исследовании дизелей.

Значимость работы для науки и практики состоит в том, что:

- разработанные научные основы и осуществленный на их базе комплекс мероприятий, представляют собой инструмент, имеющий практическое значение для оценки возможностей и перспектив двигателей с уменьшенными тепловыми потерями;

- развиты расчетно-теоретические основы проектирования дизелей с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела, конверсии серийных дизелей на двигатели с уменьшенными тепловыми потерями;

- разработаны алгоритмы и программы, позволяющие реализовать математические модели и с достаточной для практики точностью решать задачи проектирования, доводки и модернизации как серийных, так и перспективных дизелей с уменьшенными тепловыми потерями;

- при непосредственном участии автора были созданы экспериментальные установки для моделирования циклических термических нагрузок и моделирования теплонапряженного состояния поршней (в МГТУ «МАМИ»), индицирования и исследования рабочего процесса быстроходного дизеля с измерительным комплексом (в ТАДИ);

- решение ряда методологических, теоретических и экспериментальных вопросов исследования теплонапряженного состояния деталей, рабочего процесса и экологических характеристик позволяют сократить сроки выполнения и материальные затраты на проектирование, испытание и доводку дизелей с уменьшенными тепловыми потерями;

- результаты диссертационной работы внедрены на предприятиях компании «Узавтопром», а также в учебный процесс в ТАДИ и МАДИ (ГТУ).

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на: научном семинаре института двигателей при Мюнхенском техническом университете (Мюнхен, 1991г. рук. проф. Г. Вошни), на научно-технической конференции «2-е Луканинские чтения. Пути решения энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе» (Москва, МАДИ. 2005г.), на международном симпозиуме «Образование через науку», посвященном 175-летию МГТУ им. Н.Э.Баумана (Москва, МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2005 г.), на объединенном научном семинаре ТАДИ (2006г.), на заседании кафедры «Поршневые двигатели» (Э2) МГТУ им. Н.Э.Баумана (Москва, 2006г.), на заседании кафедры «Автомобильные и тракторные двигатели» МГТУ «МАМИ» (Москва, 2006г.).

Публикации. По результатам диссертации опубликованы 48 статьи в периодических и отдельных научных изданиях, выпущены 5 отчетов по госбюджетным и хоздоговорным темам ТАДИ за 1981- 2005 гг.

Автор защищает:

- результаты определения теплового состояния деталей двигателя, индицирования и исследования рабочего процесса базового и экспериментального дизелей, полученные опытным путем на специальных установках;

- экспериментально подтвержденные математические модели теплонапряженного состояния и рабочего процесса дизелей с непосредственным впрыскиванием, позволяющие определить:

- температурные поля базовых и опытных (составных) конструкций поршня и гильзы, тепловыделение в процессе сгорания, влияние закрутки заряда на теплообмен в цилиндре двигателя, локальные нестационарные температуры рабочего тела в цилиндре, локальные и суммарные концентрации оксидов азота в продуктах сгорания;

- методы компьютерной реализации этих моделей и результаты, полученные на основе этих методов.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 6 глав, заключения (основных выводов) и приложения (документов, подтверждающих внедрение). Она содержит 338 страниц машинописного текста, 119 рисунка и 26 таблиц. Список литературы включает 173 источников, из них 64 на английском, немецком и французском языках.

Основное содержание работы

Глава 1 посвящена анализу работ, посвященных снижению тепловых нагрузок в дизелях и улучшению их эффективных и экологических показателей. Особое внимание уделено двигателям с уменьшенными тепловыми потерями. Проанализированы работы Н.А. Иващенко, Р.З. Кавтарадзе, С.М. Кадырова, А.К. Костина, М.К. Овсянникова, М. Р.Петриченко, Р.М. Петриченко, Н.Ф. Разлейцева, Б.С. Стефановского, Г.Б. Розенблита, А.Ф. Шеховцова, А.С. Хачияна, S. Amanny, P. Belardini, W. Bryzik, S. Furuchama, K. Groth, R. Kamo, W. Spindler, F. Wellace, G. Woschni, K. Zeilinger и др. Отмечается, что для снижения тепловых нагрузок при одновременном улучшении эффективных и экологических показателей дизеля наиболее актуальными являются два направления:

1. Создание составных конструкций основных деталей (поршня, гильзы), оснащенных частями из теплоизолирующих материалов.
2. Организация рабочего процесса, обеспечивающего снижение интенсивности теплоотдачи от рабочего тела в стенки камеры сгорания и цилиндра при оптимальном сочетании расхода топлива и концентрации оксидов азота в продуктах сгорания.

Глава 2 посвящена разработке технологии изготовления теплоизолирующих втулок для гильз и накладок для поршней из нитрида кремния, созданию опытных конструкций этих деталей и численному моделированию их теплонапряженного состояния.

На основе анализа работ отечественных и зарубежных ученых, а также исследований, проведенных автором в качестве наиболее подходящего материала для теплоизолирующих элементов определена керамика на основе нитрида кремния (Si_3N_4). При непосредственном участии автора был разработан технологический процесс изготовления теплоизолирующих втулок и накладок, состоящий из 5 этапов: синтезирование порошка; измельчение и смесеприготовление; прессование на установке горячего прессования и механическая обработка; изучение ряда свойств путем проведения испытаний; изготовление деталей и испытание в производственных условиях. Для получения порошка разработаны и изготовлены нестандартная высокотемпературная печь, принцип работы которой заключается в периодической продувке азотом через трубку дна нагреваемого тигля, где находится исходный кремний. Измельчение и смесеприготовление проводились одновременно в одном объеме, для чего была сконструирована и изготовлена гальтовочная барабанная мельница. На основе математической модели и использования теории планирования эксперимента был получен оптимальный химический состав порошковой композиции: Si_3N_4 — SiC — ZrO_2 — Y_2O_3 . Керамические детали были изготовлены путем горячего прессования при температурах 1650-2000⁰С и давлениях 10-50 МПа. Из-за высокой твердости и хрупкости нитридокремниевого материала механическая обработка проводилась

алмазным инструментом. На основе анализа существующих методов крепления теплоизолирующих деталей была разработана технология крепления, согласно которой накладка крепилась к юбке алюминиевого поршня механическим способом с помощью четырех болтов, промежуточного чугунного кольца и пружинистых шайб, а теплоизолирующая втулка устанавливалась плотно в верхнюю расточенную часть гильзы. В диссертации приведены рабочие чертежи составных деталей. Разработанные конструкции составного поршня и гильзы в дальнейшем испытывались на безмоторном тепловом стенде и реальном двигателе.

Теплонапряженное состояние, как базовых, так и опытных деталей, исследовалось методом математического моделирования с применением численного метода конечных элементов. Решение краевой задачи теплопроводности осуществлялось в трехмерной постановке с применением дифференциального уравнения Фурье

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (1)$$

где c, ρ, λ - теплоемкость, плотность и теплопроводность материала гильзы или поршня соответственно, x, y, z - декартовы пространственные координаты. В результате решения данного уравнения можно получить значения температур в виде функции координат и времени τ , т.е. $T = T(x, y, z, \tau)$.

При установившихся режимах работы двигателя температурные поля гильзы и поршня получаются практически стационарными за исключением тонких слоев тепловоспринимающей поверхности, в которых колебание температуры за цикл происходит с небольшой амплитудой (всего 5° - 8° C). В таком случае задача сводится к решению уравнения стационарной теплопроводности (уравнения Лапласа). Краевые условия предусматривают задание распределения температуры детали в начальный момент времени (начальное условие), закона взаимодействия между окружающей средой и поверхностью тела (граничные условия), а также, геометрической формы и теплофизических свойств материала детали. Очевидно, что начальные условия задаются только для нестационарной задачи, например, при исследовании импульсов градиента температуры в местах соединения материалов с различными теплофизическими свойствами (глава 6). Граничные условия (ГУ) I рода используются в основном для проверочных расчетов, при этом значения температуры на поверхности детали задаются по данным измерения термopарами. ГУ II (плотность теплового потока) и III (коэффициент теплоотдачи и температура обтекающей среды) родов задаются со стороны рабочего тела и охлаждающей жидкости и определяются в основном по результатам расчета рабочего процесса. ГУ IV рода применяются для контактирующих поверхностей в составных деталях и предусматривают равенство тепловых потоков в точках контакта.

В диссертации изложены результаты численного исследования теплонапряженного состояния пяти вариантов деталей: серийной (базовой) гильзы, гильзы с керамической втулкой, базового поршня, поршня с керамической накладкой, а также поршня с керамической накладкой и с промежуточным чугунным кольцом. На рис. 1 и 2 приведены результаты расчетов отдельных вариантов опытных конструкций гильзы и поршня.

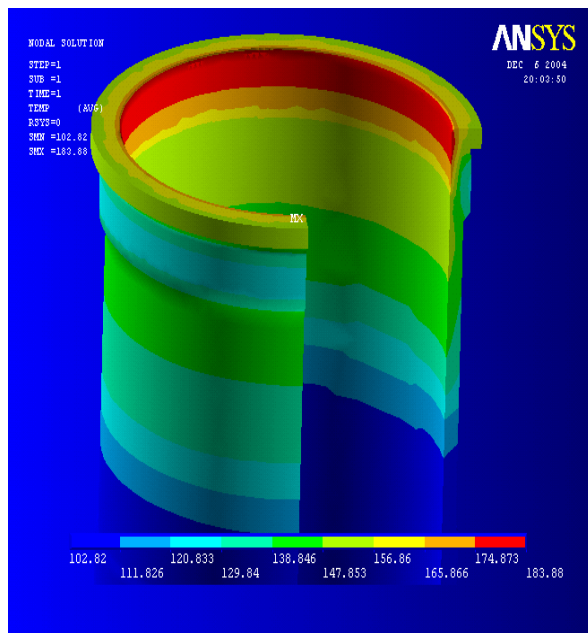


Рис. 1. Температурное поле ($^{\circ}\text{C}$) гильзы с керамической втулкой при $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$.

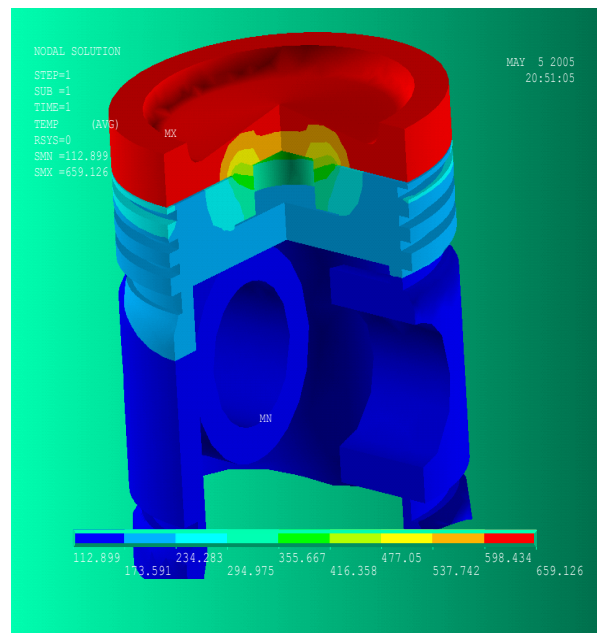


Рис.2. Температурное поле ($^{\circ}\text{C}$) поршня с керамической накладкой

Сравнительный анализ трехмерных температурных полей серийной гильзы и гильзы с керамической втулкой показывает, что максимальная температура на тепловоспринимающей поверхности в верхнем поясе гильзы на режиме $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$, когда другие детали двигателя не имеют теплоизоляции, повышается от $T_w = 159^{\circ}\text{C}$ до $T_w = 184^{\circ}\text{C}$. Численные эксперименты позволили прогнозировать место возможного разрушения составной гильзы, что в дальнейшем было подтверждено при опытных исследованиях. Наличие керамической накладки на поршне (рис.2) приводит к увеличению максимальной температуры тепловоспринимающей поверхности в центральной части от $T_w = 414^{\circ}\text{C}$ до $T_w = 659^{\circ}\text{C}$. На режиме максимальной нагрузки двигателя наибольшие температуры могут превышать допустимые пределы, предусмотренные для материала базового поршня, что подтверждает необходимость тепловой защиты в целях увеличения долговечности и надежности двигателя. Установлено, что применение промежуточного чугунного цилиндрического кольца в качестве соединительного звена между керамической накладкой и корпусом поршня из алюминиевого сплава, на теплонапряженное состояние составного

поршня оказывает незначительное влияние. Следует отметить, что программа исследования теплонапряженного состояния поршней с теплоизолирующей накладкой предусматривала проверку адекватности математической модели, что осуществлялось на специально созданном стенде (глава 3).

Глава 3 посвящена разработке экспериментального метода исследования теплонапряженного состояния базового и опытных поршней. На рис. 3 приведена принципиальная схема спроектированной и созданной при непосредственном участии автора опытной установки и измерительного комплекса.

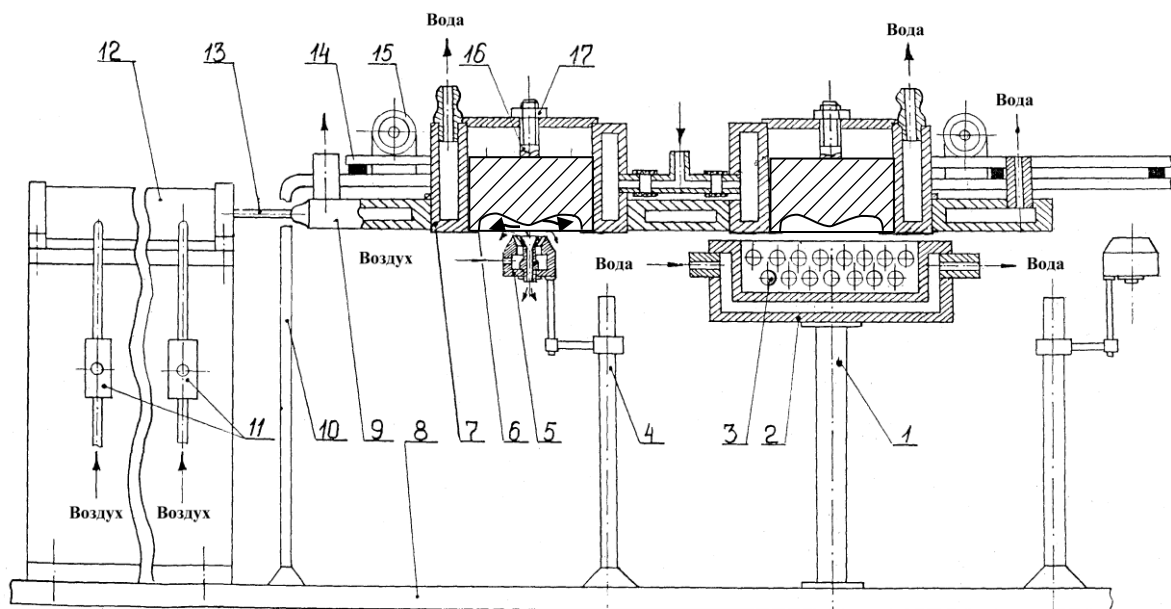


Рис. 3. Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования теплонапряженного состояния поршня

Установка, представляющая собой безмоторный тепловой стенд (БТС), обеспечивает физическое моделирование теплового состояния поршней, как при стационарных, так и при нестационарных тепловых нагрузках. Стенд позволяет в идентичных условиях производить термоциклические испытания одновременно четырех поршней и содержит следующие основные узлы и системы: а) нагреватель, который установлен на стойке 1 и состоит из корпуса 2 и колодки для размещения пятнадцати галогенных ламп (КГ-220-2000-4) 3 общей мощностью 30 кВт; б) механизм перемещения поршней, включающий в себя тележку 9, на которой установлены гильзы с рубашкой охлаждения 7. Фиксация поршней 6 в гильзах осуществляется с помощью деталей 16, 17. Тележка на роликах 15 передвигается под воздействием штока пневмоцилиндра 13 по рельсам 14,

закрепленным на раме 10. Для регулирования скорости перемещения штока пневмоцилиндра предусмотрена установка двух дросселей 11. Тележка, изготовленная из нержавеющей стали, имеет сварную конструкцию. Корпус нагревателя и тележка имеют полости водяного охлаждения. Организация теплосмен на БТС осуществляется за счет перемещения поршней на тележке 3 из зоны "нагрев" в зону "охлаждение". Управление работой пневмоцилиндра 12, передвигающего тележку 3 при теплосменах, осуществляется электромагнитным распределителем, который, в свою очередь, срабатывает при поступлении на него командного сигнала от системы автоматического управления (САУ); в) систему водяного охлаждения, предназначенную для принудительного охлаждения деталей и узлов БТС на базе промышленной водопроводной сети; г) систему воздушного охлаждения, предназначенную для охлаждения днищ поршней, цоколей и колб галогенных ламп, а также для перемещения поршней из зоны нагрева в зону охлаждения; д) систему электроснабжения, которая служит для плавного изменения напряжения на клеммах галогенных ламп при выводе их на рабочий режим и для изменения теплового потока, направленного на днища головок поршней, за счет отдельного регулирования по фазам напряжения, подводимого к галогенным лампам; е) САУ, которая предназначена для регулируемого перемещения поршней из зоны нагрева в зону охлаждения, а также для контроля и изменения режимов перемещения в зависимости от цели эксперимента. САУ состоит из программного электронного реле времени, прибора контроля продолжительности режима термонагружения поршней и электронного счетчика числа циклов термонагружений.

Для термометрирования алюминиевых поршней применялись хромель-копелевые термопары из термоэлектродных проволок с диаметром 0,3 мм. Для обеспечения надежного контакта горячего спая термопары с телом поршня диаметр "шарика" после сварки выдерживался в пределах $1,5 \pm 0,05$ мм. Термометрирование керамической вставки производилось хромель-алюмелевыми термопарами. С этой целью в ней были просверлены каналы диаметром 3 мм, в которые с помощью керамических трубок и высокотемпературного клея осуществлялась заделка термопар. Расстояние от горячего спая термопары до тепловоспринимающей поверхности поршня находилось в пределах $1,9 \pm 0,1$ мм. После установки термопар в теле они зачеканивались пробками, изготовленными из поршневого сплава. Схемы расположения термопар на базовой и опытной конструкциях поршней приведены в диссертации. Относительная погрешность измерений температуры не превышала 2,6 %. Методика экспериментального исследования предусматривала термометрирование поршней как при стационарных, так и при нестационарных режимах термонагружения, а также анализ результатов испытаний и проведение сравнительной оценки распределения локальных температур в поршнях

различных вариантов. Нестационарные (циклические) термические нагрузки позволили в ряде случаев проследить за возникновением и развитием трещин в керамической вставке поршня. В цельноалюминиевых конструкциях трещин обнаружено не было. Результаты термометрирования поршней использовались в качестве граничных условий 1-го рода для проведения расчетных исследований их теплонапряженного состояния. Предложенный метод и опытная установка для оценки теплового состояния поршней используются в МАМИ и ТАДИ.

Глава 4 посвящена исследованию рабочих процессов дизелей, как базовых, так и опытных конструкций. Программа экспериментальных исследований предусматривала индицирование двигателя и исследование особенностей рабочих процессов базового двигателя и двигателя с уменьшенными потерями теплоты, т.е. с керамическими деталями в поршне и цилиндре. Основным объектом исследования являлся одноцилиндровый четырехтактный дизель, спроектированный при непосредственном участии автора на базе универсального картера немецкого производства, основные детали которого изготовлены заводом опытных конструкций НАМИ, а цилиндро-поршневая группа заимствована от тракторного двигателя СМД-14 Харьковского моторного завода. Поршень и гильза были дообработаны. Чертежи двигателя, а также дообработанных поршня и гильзы приведены в диссертации.

Двигатель имеет четырехклапанную головку цилиндра, при этом для интенсификации вихревого движения воздушного заряда на одном из впускных клапанов установлена ширма с углом охвата 120° . Поворот заширмленного клапана и фиксирование его в определенном положении осуществляется с помощью специального устройства. Дизель оснащен также устройствами для изменения степени сжатия и фаз газораспределения. В головке вертикально, по оси цилиндра, размещена насос-форсунка, там же имеются гнезда для размещения пневмоэлектрического и пьезоэлектрического датчиков давления. В качестве нагрузочного устройства для двигателя применена электрическая балансирная машина типа Rapido (Германия) мощностью 80 кВт. Экспериментальная установка (рис. 4) оснащена разработанным автором автоматизированным измерительным комплексом с цифровой индикацией измеряемых параметров и выводом данных на печать. Индицирование двигателя проводилось как под нагрузкой, так и на режиме прокрутки. Это особенно важно для исследования теплообмена, например, для применения α -формулы Вошни, с целью оценки чисто конвективного теплообмена без учета излучения и т.д. Изменение давления в цилиндре, как базового, так и дизеля с теплоизолированной гильзой при неизменных углах опережения впрыскивания топлива, прежде всего, зависит от цикловой подачи топлива. Характер изменения давления в режиме прокрутки мало зависит от наличия теплоизоляции и от скоростного режима двигателя, и его максимальные значения колеблются в узких пределах (p_0

$p_{\max} = 30,0 - 31,7$ бар). При этом небольшое повышение давления в режиме прокрутки у теплоизолированных двигателей можно объяснить повышением температуры газа в результате относительно высокой температуры

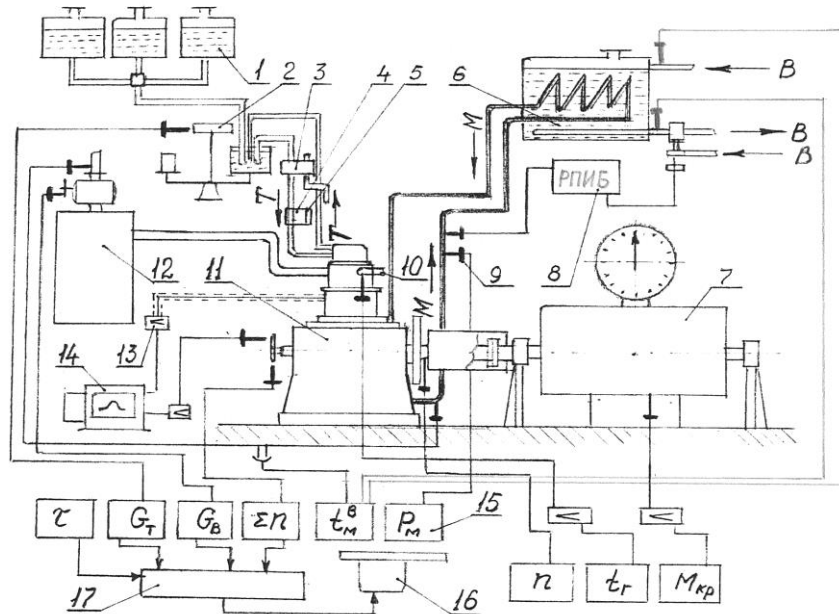


Рис.4. Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования рабочего процесса: 1 - топливные баки; 2 - электронный дозатор топлива; 3 - тарировочное устройство; 4 - топливный насос; 5 - топливный фильтр; 6 - теплообменник; 7 - балансирный электротормоз; 8 - электронный регулятор температуры; 9 - датчики; 10 - система выпускная; 11 - двигатель; 12 - система впускная; 13 - усилители; 14 - осциллограф; 15 - измерительные приборы; 16 - цифropечатающее устройство; 17 – транскриптор.

поверхности гильзы. Изменение частоты вращения при этом может оказать влияние в зависимости от утечки газов через компрессионные кольца. Однако это влияние для исследуемого диапазона частоты вращения коленчатого вала также не играет решающей роли. Все замеры проводились с помощью приборов и аппаратуры, предварительно поверенных и протарированных в соответствии с существующими положениями о контроле измерительных приборов при установившемся тепловом состоянии двигателя, постоянной температуре картерного масла и отработавших газов, отвечающих требованиям ГОСТ.

Термодинамический анализ рабочего процесса проводился на основе характеристик тепловыделения. Такой подход отличается от классического метода Гриневецкого - Мазинга, согласно которому действительные процессы заменяются некоторыми условными политропическими зависимостями, и его

достоверность растет, когда в качестве исходных применяются экспериментальные индикаторные диаграммы, снятые непосредственно на работающем двигателе, как это делается в данной работе. Такой путь исследования рабочего процесса является более сложным и трудоемким, однако позволяет, как было отмечено акад. Б.С. Стечкиным, с большими основаниями и с большой точностью подойти к решению частных термодинамических проблем. Математическая модель при этом представлена на основе однозонной модели рабочего процесса, разработанной Р.З. Кавтарадзе и Н.А. Иващенко в МГТУ им. Н.Э.Баумана. Она основана на следующих предпосылках:

1. Изменение давления $P_{\infty}(\tau)$ и температуры $T_{\infty}(\tau)$ в объеме КС не имеют локального характера, т.е. их мгновенные значения одинаковы для любой произвольной точки в пространстве КС.

2. Элементарная часть топлива - воздушной смеси образуется мгновенно и сгорает также мгновенно, она опять же мгновенно и полностью перемешивается с общей массой заряда, в результате чего в цилиндре имеется гомогенное рабочее тело с давлением $P_{\infty}(\tau)$ и температурой $T_{\infty}(\tau)$.

3. Продукты сгорания, соответственно имеющие температуру $T_{\infty}(\tau)$ и полностью перемешанные с общим зарядом цилиндра, находятся в состоянии химического равновесия.

Мгновенный коэффициент избытка воздуха для двигателя с внутренним смесеобразованием при произвольном моменте времени τ протекания рабочего цикла равен

$$\alpha_{\epsilon} = \frac{m_{\epsilon}}{(m_{\epsilon n.m} + m_{rm})l_0}, \quad (2)$$

а его изменение в рабочем процессе

$$\frac{d\alpha_{\epsilon}}{d\tau} = -\frac{\alpha_{\epsilon}}{(m_{\epsilon n} + m_{rm})l_0} \frac{dm_{\epsilon n.m}}{d\tau}, \quad (3)$$

где $m_{\epsilon n.m}$ - масса топлива, впрыснутая к данному моменту времени τ ,

в течение всего цикла. Она стремится к общей массе топлива

$m_{\text{цикл}}$, подведенной за цикл (при $m_{\epsilon n.m} \rightarrow m_{\text{цикл}}$, имеем, что $\alpha_{\epsilon} \rightarrow \alpha_{\epsilon}^{\Sigma}$);

l_0 - стехиометрическое количество воздуха;

m_{ϵ} - общая масса воздуха;

m_{rm} - часть массы оставшегося от предыдущего цикла топлива которая содержится в остаточных газах;

$m_{\text{цикл}}$ - цикловая подача топлива;

$\alpha_{\epsilon}^{\Sigma}$ - суммарный коэффициент избытка воздуха.

Изменение коэффициента избытка воздуха по ходу рабочего процесса по существу выражает изменение состава рабочего тела, которое в данном случае рассматривается как механическая смесь различных компонентов. Естественно, в зависимости от коэффициента избытка воздуха будут

меняться внутренняя энергия и газовая постоянная рабочего тела, что должно быть отражено в термодинамическом расчете рабочего процесса в ДВС с помощью однозонной модели. Представив КС двигателя как открытую термодинамическую систему и исходя из законов сохранения массы и энергии, можно записать основные уравнения однозонной модели

$$\begin{aligned}\frac{dm}{d\tau} &= \frac{dm_{\text{en}}}{d\tau} + \frac{dm_{\text{en.m}}}{d\tau} - \frac{dm_{\text{выпн}}}{d\tau}; \\ \frac{d(mu)}{d\tau} &= \frac{dQ_x}{d\tau} - \frac{dQ_w}{d\tau} - p_{\infty} \frac{dV}{d\tau} + h_{\text{en}} \frac{dm_{\text{en}}}{d\tau} - h_{\text{выпн}} \frac{dm_{\text{выпн}}}{d\tau}; \\ \frac{dp_{\infty}}{d\tau} &= \frac{mR}{V} \frac{dT_{\infty}}{d\tau} + \frac{mT}{V} \frac{dR}{d\tau} + \frac{RT_{\infty}}{V} \frac{dm}{d\tau} - \frac{p_{\infty}}{V} \frac{dV}{d\tau},\end{aligned}\quad (4)$$

где последнее выражение представляет собой уравнение состояния в дифференциальной форме.

При составлении модели учтено, что изменение массы рабочего тела m по времени происходит в результате подвода массы через впускные m_{en} органы, подвода массы топлива $m_{\text{en.m}}$, отвода массы через выпускные органы $m_{\text{выпн}}$. По сравнению с остальными величинами утечки массы незначительны, поэтому в расчетах ими пренебрегаем. Очевидно, что при закрытых органах газообмена $\frac{dm_{\text{en}}}{d\tau} = \frac{dm_{\text{выпн}}}{d\tau} = 0$, тогда $\frac{dm}{d\tau} = \frac{dm_{\text{en.m}}}{d\tau} = \frac{dm_{\text{сз.m}}}{d\tau} = \frac{1}{H_u} \frac{dQ_x}{d\tau}$.

Используя уравнения (4), можно решать две различные задачи расчета рабочего процесса: например, определить изменение давления $p_{\infty}(\tau)$. Для этого необходимо задавать закон тепловыделения $Q_x(\tau)$, а также закон теплообмена $Q_w(\tau)$, либо определить закон тепловыделения $Q_x(\tau)$, задавая при этом закон изменения давления $p_{\infty}(\tau)$. Очевидно, что для определения $Q_x(\tau)$ следует также задать закон теплообмена $Q_w(\tau)$.

В данной диссертационной работе решается вторая задача, т.е. определяются интегральные $Q_x = Q_x(\tau)$ и дифференциальные $\frac{dQ_x}{d\tau} = f(\tau)$ характеристики тепловыделения, а в качестве исходных данных, как отмечалось, используются опытные индикаторные диаграммы $p = p(\tau)$.

На рис. 5 приведены интегральные и дифференциальные характеристики выгорания топлива (тепловыделения). Как видно, четко выделяются фазы кинетического (I максимум скорости тепловыделения) и диффузионного (II максимум скорости тепловыделения). Заметим, что доля кинетического сгорания в выделении теплоты в случае $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ больше, чем при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. Это объясняется тем, что повышение частоты вращения приводит к повышению скорости газа в цилиндре. Этому способствует также форма камеры сгорания (типа Гессельмана). В результате локальные зоны камеры сгорания, где не хватает кислорода из-за протекания в них кинетического сгорания, интенсивно снабжаются кислородом, поступающим

из других зон посредством интенсивной диффузии. Это обуславливает заметный всплеск тепловыделения, что подтверждается появлением ярко выраженного второго максимума. Это также указывает на справедливость подхода, принятого в данной работе, так как очевидно, что распространенные методики, основанные на известных выражениях Вибе, Гончара, Неймана и других в данном случае не пригодны, а использование модифицированной

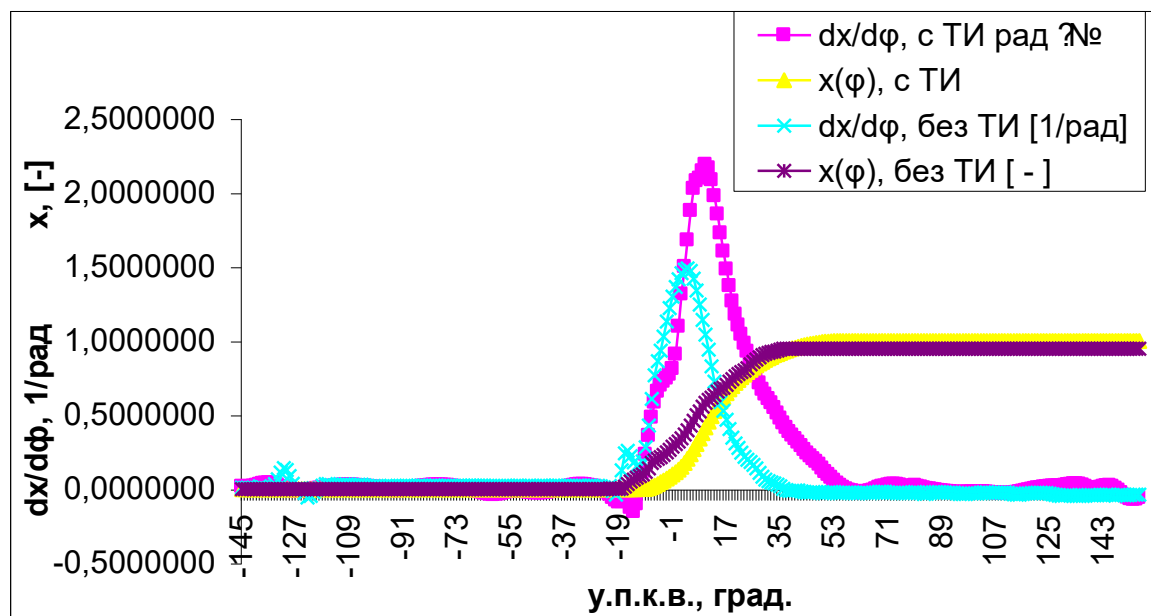


Рис. 5. Характеристики выгорания топлива базового дизеля и дизеля с теплоизоляцией (ТИ) при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$

(двойной) функции Вибе вносит дополнительные погрешности. Скорость тепловыделения в начале принимает небольшие отрицательные значения (рис. 5), что объясняется интенсивным процессом испарения, сопровождающим поглощением теплоты. Это не только подтверждает адекватность разработанного метода определения тепловыделения, но и позволяет с высокой точностью определить момент начала сгорания, а также значение периода задержки воспламенения по сравнению с традиционным методом, основанным на определении момента «отрыва» на индикаторной диаграмме.

Для достоверности сравнительного анализа исходные индикаторные диаграммы базового и теплоизолированного двигателей должны соответствовать по возможности идентичным условиям эксперимента. Однако, как показали экспериментальные исследования, применение теплоизоляции в таком случае не дает улучшения эффективных показателей двигателя, скорее наоборот, так как повышается удельный расход топлива.

Эффективные и экологические характеристики дизеля можно улучшать, как мы уже убедились выше, при подборе оптимальных конструктивных (диаметр и количество сопловых отверстий форсунки), режимных (давление впрыскивания и интенсивность закрутки потока) и регулируемых (угол

опережения впрыскивания топлива) параметров. Очевидно, что необоснованный и случайный выбор этих параметров в случае теплоизолированного двигателя может привести к сильному ухудшению показателей. В таком случае сравнение с базовым дизелем теряет смысл. В связи с этим следует рассматривать такую совокупность указанных выше параметров, которая обеспечивает улучшение эффективных показателей (прежде всего удельного расхода топлива) теплоизолированного дизеля. Кроме того, не следует забывать, что при теплоизоляции наблюдается повышение концентраций оксидов азота в отработавших газах двигателя (глава 5).

Положительное влияние теплоизоляции на эффективные показатели двигателя при удачно подобранных конструктивных, режимных и регулируемых факторах наблюдается на графиках тепловыделения, полученных в результате обработки индикаторных диаграмм, снятых на базовом и теплоизолированном дизелях. Интегральные характеристики тепловыделения $x = x(\varphi)$ показывают, что наличие теплоизолирующей вставки на рассмотренных режимах работы приводит к существенному улучшению процесса сгорания. В диапазоне частоты вращения $n = (1000 - 2800) \text{ мин}^{-1}$ наличие теплоизолирующей вставки на гильзе цилиндра может привести к повышению результирующей температуры газа примерно на $20 - 45^\circ\text{C}$. Изменения температуры поверхности, соответствующие такому повышению температуры газа, происходят в таких диапазонах, что они могут влиять на величину коэффициента избытка воздуха. На частичных режимах, прежде всего, на режимах малой нагрузки, это влияние относительно мало заметно. Например, на режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ экспериментальные значения коэффициента избытка воздуха составляют $\alpha_v = 2,24$ для базового двигателя и $\alpha_v = 1,76$ для дизеля с теплоизолирующей вставкой на гильзе, когда мощности двигателей почти одинаковы ($N_e = 4,73 \text{ кВт}$ и $N_e = 4,85 \text{ кВт}$ соответственно). На режиме работы $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$ базового ($N_e = 8,0 \text{ кВт}$) и теплоизолированного ($N_e = 8,23 \text{ кВт}$) дизелей имеем соответственно $\alpha_v = 1,5$ и $\alpha_v = 1,36$.

Таким образом, повышение температуры свежего заряда, вызванное наличием теплоизолирующей вставки при высоких значениях коэффициента избытка воздуха повышает полноту сгорания, тем самым увеличивает

Таблица 1. Эффективные показатели исследуемых дизелей
на частичных режимах работы

n, мин ⁻¹	Дизель 1Ч 12/9,6					
	Базовый			С теплоизолирующей втулкой		
	Ne, кВт	α_v , [-]	ge, г/(кВт·ч)	Ne, кВт	α_v , [-]	ge, г/(кВт·ч)
1500	4,73	2,24	209	4,85	1,76	204
2800	8,0	1,5	230	8,23	1,36	224

эффективный КПД двигателя. Соответственно это приводит к снижению удельного расхода топлива, что хорошо видно из табл. 1.

Отсюда следует важный вывод: относительно небольшое (на $\sim 25 - 50$ °C) повышение результирующей температуры газа, имеющее место в результате установки теплоизолирующей вставки в верхнюю часть цилиндра, на частичных наиболее часто имеющих место при эксплуатации транспортных средств режимах работы, когда двигатель работает на значительно обедненных смесях, может привести к снижению удельного расхода топлива. Диаграммы тепловыделения, приведенные в диссертации, подтверждают это предположение. При этом процесс тепловыделения в базовом двигателе сильнее затянут по времени, чем в двигателе с теплоизолирующей втулкой. Увеличение продолжительности сгорания в базовом двигателе по сравнению с теплоизолированным дизелем приводит к снижению максимального давления в цилиндре p_z , а также к уменьшению скорости нарастания давления $dp/d\phi$, что уменьшает динамические нагрузки на детали и уровень шума дизеля. Однако в двигателе с уменьшенным отводом теплоты имеет место более полное сгорание из-за повышения температурного уровня заряда и относительно малого уменьшения коэффициента избытка воздуха. Этим и объясняется улучшение топливной экономичности двигателя в случае применения теплоизоляции в камере сгорания. При этом скорость сгорания, как в кинетической, так и диффузионной фазах в случае теплоизолированного дизеля значительно выше. В случае теплоизоляции значительную роль играет вторая (диффузионная) фаза сгорания. Это фаза, вопреки результатам Г. Вошни, не только не затянута по времени, но и протекает быстрее. Это приводит к тому, что продолжительность процесса сгорания в теплоизолированном дизеле в целом меньше, чем в базовом двигателе, что способствует повышению максимального давления цикла (от $p_z = 52,7$ бар до $p_z = 54$ бар) по сравнению с базовым двигателем. Экспериментальные исследования показали, что при неизменном угле опережения впрыскивания процесс сгорания в теплоизолированном двигателе практически всегда начинается раньше, чем в базовом. Однако каждый из этих двигателей имеет оптимальные (с точки зрения сочетания удельного расхода топлива или выбросов NO_x) углы опережения впрыскивания топлива. Следовательно, управлением угла опережения впрыскивания возможно более эффективное использование выделяемой в цилиндре теплоты. На режиме $n = 1500$ мин⁻¹ характер изменения скоростей тепловыделения несколько изменяется (рис. 5). Моменты начала сгорания базового и теплоизолированного двигателей на этом режиме больше сближаются друг с другом, и между ними нет такого фазового сдвига, как на режиме $n = 1000$ мин⁻¹.

Глава 5 посвящена снижению тепловых нагрузок на основные детали дизеля и улучшению его экологических показателей исключительно путем усовершенствования рабочего процесса и без применения теплоизолирующих деталей. Уменьшение отвода теплоты в данном случае

достигается путем оптимальной закрутки заряда, в частности, обеспечением такой эпюры тангенциальной скорости, которая блокирует теплоотдачу от рабочего тела к поверхностям головки и поршня (на двигателе, как уже отмечалось, предусмотрена возможность регулировки интенсивности вихревого движения заряда с помощью заширмления одного из впускных клапанов).

Для оценки интегральной интенсивности вихря предусмотрено использование всех трех существующих в теории двигателей понятий вихревого отношений - $D_n = \frac{n_e}{n}$, $D_c = \frac{u}{c_a}$ и $D_M = \frac{MR\rho}{\dot{m}}$. Однозначная

зависимость между этими безразмерными комплексами устанавливается по соотношению $D_c = 2\pi \cdot D_M = \frac{\pi R}{S} D_n$, полученному в совместной работе Р.З. Кавтарадзе, Г. Вошни и К. Цайлингера.

В этих выражениях n_v – частота вращения вихря воздуха в цилиндре, n – частота вращения коленчатого вала двигателя, u, c_a – тангенциальная (окружная) и аксиальная скорости заряда соответственно, R – радиус цилиндра, S – ход поршня, $\rho, \dot{m}$ – плотность и массовый расход продувочного воздуха соответственно.

Для исследуемого дизеля $S/D = 9,6/12$ см/см при $u_{\max} = 26$ м/с и $n = 2800$ мин⁻¹ имеем: $D_c = 2,9$; $D_n = 1,47$; $D_M = 0,46$; что хорошо согласуется с опытными данными С.М. Кадырова: $D_n = 1,40$.

Измерения скорости движения воздушного заряда в различных зонах камеры сгорания производились на различных частотах вращения коленчатого вала с помощью термоанемометра ЭТА-5А с термокомпенсацией. Было установлено, что по мере приближения к центру камеры сгорания тангенциальная скорость уменьшается и в центре ее значение приближается к $u \approx 2$ м/с. Измерения, проведенные до величины текущего радиуса камеры сгорания $r = 43$ мм $= 0,75 R$, показывают, что эпюра скорости $U = f(r)$ соответствует закону вращения твердого тела. Т.е. профиль тангенциальной скорости на основном участке камеры сгорания $0 < r < 0,8 R$, называемом «квазитвердым» участком, меняется практически линейно. В интервале $0,8 R < r < R$ тангенциальная скорость резко падает до нулевого значения, что объясняется влиянием трения в пограничном слое. Обычно при оценке интегральной интенсивности вихря этим явлением пренебрегают и считают, что максимальное значение скорости получается на радиусе цилиндра R . Обработка и анализ опытных данных по локальным тангенциальным скоростям позволили нам получить эмпирическую зависимость для расчета этой скорости в функции частоты вращения коленчатого вала и текущего радиуса камеры сгорания

$$u = a(br + 2), \quad (5)$$

где r - текущий радиус камеры сгорания в мм, а коэффициенты a и b изменяются в зависимости от частоты вращения n , и вычисляются по эмпирическим формулам:

$$\begin{aligned} a &= 0,000183(4280 - n); \\ b &= 0,000813(n - 385). \end{aligned} \quad (6)$$

Полученная зависимость справедлива для текущего радиуса камеры сгорания $r \leq 0,75R$, где R - радиус цилиндра. Когда частота вращения коленчатого вала меняется в пределах $n = 1000 - 2800$ мин⁻¹ эпюра тангенциальной скорости на основном участке камеры сгорания $0 < r < 0,8 R$, называемом «квazitвердым» участком, меняется практически линейно. На рис. 6 приведены расчетные значения локальных скоростей, полученные с помощью предложенных формул (5) и (6). Как видно, расчетные данные

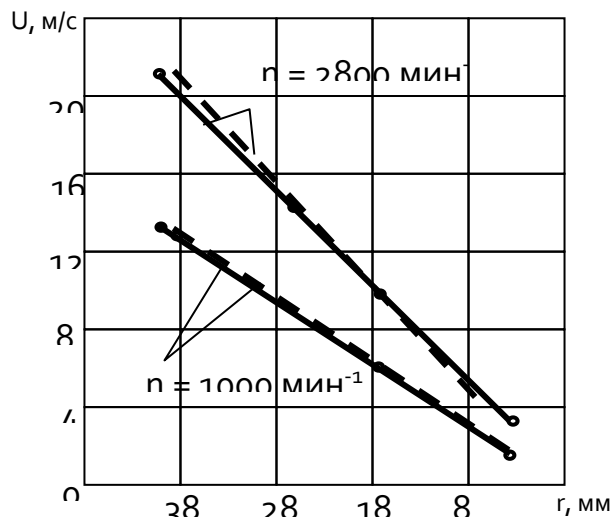


Рис. 6. Локальные тангенциальные скорости воздушного заряда в зависимости от частоты вращения коленчатого вала
 — опытные данные С.М.Кадырова;
 --- результаты расчета по полученной нами зависимости

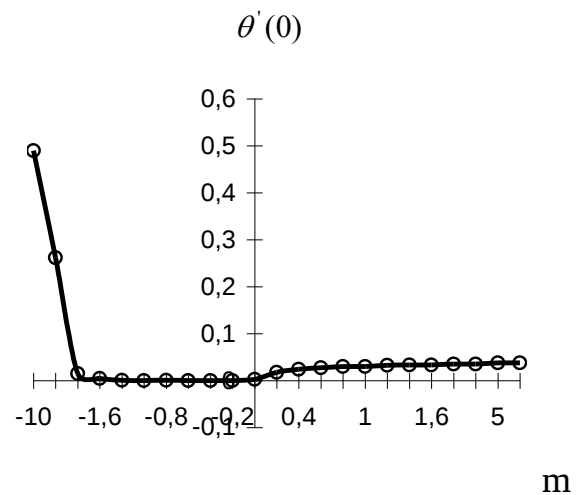


Рис. 7. Изменение теплового потока $\theta'(\xi)$ в точке $\xi = 0$ в зависимости от m

хорошо согласуются с опытными данными, полученными С.М. Кадыровым. В дальнейшем данная зависимость использована для расчета теплообмена в камере сгорания при вихревом движении заряда, а также оценки концентраций топлива в отдельных зонах многозонной модели.

Увеличение частоты вращения коленчатого вала вызывает увеличение частоты вращения заряда в цилиндре двигателя. Скорость газа в пристеночных слоях гильзы повышается, конвективный теплообмен интенсифицируется, что приводит к повышению тепловых нагрузок на поверхности гильзы. Тепловоспринимающие поверхности головки цилиндра

и днища поршня, в отличие от тепловоспринимающей поверхности гильзы, подвергаются другим эффектам, в частности, на них возможно возникновение газовой завесы. Дело в том, что при вращении газа над неподвижной плоскостью (огневые поверхности головки или поршня) с угловой скоростью ω для частиц газа, находящихся за пограничным слоем центробежная сила и радиальный градиент давления взаимно уравниваются. Однако для частиц, находящихся вблизи стенки (в пограничном слое) центробежная сила заметно уменьшается, а радиальный градиент давления остается таким же, как для частиц за пограничным слоем. Вследствие этого в пограничных слоях возникает направленное внутрь радиальное течение (так называемое вторичное течение), которое со своей стороны вызывает (в силу условия неразрывности), восходящее в осевом направлении течение. Таким образом, вторичное и основное течения имеют совершенно разные направления.

Расчет трехмерного течения применением уравнений Навье-Стокса, проведенные в совместных работах МГТУ им. Н.Э. Баумана и СПбГПУ, позволили установить, что причиной уменьшения центробежной силы, действующей на частицу жидкости в пограничном слое (т.е. причиной возникновения вторичного течения), является понижение тангенциальной скорости $u = Cr^m$ вследствие торможения частиц в пристеночной области. Случай, когда постоянные из этой формулы равны $C = \omega$ и $m = 1$ означает, что жидкость над плоскостью вращается по закону твердого тела (см. выше). Для исследуемого двигателя этот факт, как было указано в предыдущем разделе, подтверждается экспериментально. В различных двигателях, кроме квазитвердого вращения газа встречаются и такие профили скорости, для которых в силу ограниченности радиального градиента получается, что $m \neq 1$. Очевидно, что для участка камеры сгорания $r > 0,75 R$ профиль скорости не является линейным и $m \neq 1$. Таким образом, в камере сгорания практически всегда имеются участки, где закономерности вращения твердого тела не распространяются. Используются упомянутые выше результаты автомодельного решения, полученные в МГТУ им. Н.Э. Баумана и СПбГПУ, позволяющие задавать значения тангенциальной u и осевой V скоростей, вычисленные из уравнения Навье-Стокса, путем простого пересчета автомодельных значений. Зная значения этих скоростей дальше можно применять уравнение энергии для движущейся среды

$$u \frac{\partial T}{\partial r} + V \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\nu}{Pr} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (7)$$

с граничными условиями

$$\begin{aligned} z = 0, T &= T_w; \\ z = \infty, T &= T_\infty, \end{aligned} \quad (8)$$

где Pr - молекулярное число Прандтля, ν - кинематическая вязкость, T_w и T_∞ - соответственно, температуры обтекаемой поверхности

и газа за пограничным слоем (температура рабочего тела в цилиндре).

Заметим, что уравнению энергии в виде (7) соответствует случай, когда тепловой поток в осевом направлении значительно превышает тепловой поток в радиальном направлении. Это вполне соответствует закономерностям теплообмена в дизелях. В качестве независимой переменной используется безразмерное расстояние от стенки в виде $\xi = z \sqrt{\frac{Cr^{m-1}}{\nu}}$. Радиальная, тангенциальная и осевая составляющие скорости, а также температура определяются формулами:

$$w = Cr^m F(\xi), \quad u = Cr^m G(\xi), \quad V = \sqrt{\nu \cdot Cr^{m-1}} H(\xi), \quad \Theta(\xi) = \frac{T(\xi) - T_w}{T_\infty - T_w}. \quad (9)$$

После этих подстановок в системе уравнений Навье-Стокса, а также в уравнении энергии (7), задача сводится к автомодельной и вычисляются значения четырех неизвестных функций F , G , H и Θ из системы обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений. Эти функции соответственно представляют собой безразмерные значения осевой, тангенциальной и радиальной составляющих скорости, а Θ - безразмерного теплового потока. Уравнение энергии является однородным линейным уравнением с переменным коэффициентом и его решение можно получить методом разделения переменных. Действительно, вводя обозначение $\Theta' = z$, из уравнения энергии (7) с учетом обозначения (9) получим уравнение первого порядка, решение которого дает значение первой производной температурной функции Θ в точке $\xi = 0$

$$\Theta'(0) = \frac{1}{\int_0^\infty e^{-\int_0^\tau \frac{3+m}{2} Pr F(t) dt} d\tau}, \quad (10)$$

которое выражает величину теплового потока на поверхности твердого тела (поршня или головки цилиндра), передаваемого от вращающегося потока газа. Это решение следует проанализировать в широком диапазоне изменения параметра m . При $m = -3$ независимо от знака и значения функции $F(\xi)$, т.е. независимо от направления и величины радиальной скорости, из (10) следует $\Theta'(0) = 0$, т.е. имеет место условие адиабатизации (тепловой поток на поверхности отсутствует). Такой же эффект имеет место и при $Pr \rightarrow 0$. Это указывает на то, что реальные газы (рабочее тело) тем больше склонны к внутренней адиабатизации, чем меньше у них число Pr . Например, для сильно ионизированных газов, у которых $Pr \ll 1$, для эффекта внутренней адиабатизации имеется более благоприятное условие, чем для воздуха. При $m < -3$ в случае $F(\xi) < 0$ из (10) следует, что $\Theta'(0) \neq 0$, т.е. тепловой поток на поверхности стенки отличается от нуля и

условие адиабатизации нарушается. Итак, условие $m < -3$ есть условие нарушения адиабатизации в рассматриваемой задаче.

Таким образом, значение теплового потока, проходящего через пограничный слой и переданного от вращающегося высокотемпературного рабочего тела к поверхностям головки цилиндра и поршня определяется значением функции $\Theta'(\xi)$, изменение которой в зависимости от m приведено на рис. 7. Видно, что значения безразмерного теплового потока на поверхности $\Theta'(0)$ практически при всех значениях m не большие и можно заключить, что происходит «внутренняя адиабатизация» потока. Исключениями являются значения $\Theta'(0)$ при $m = -5,0$ и $m = -10,0$ (рис. 7), однако они не имеют практического смысла, так как профиль тангенциальной скорости с такими показателями m практически неосуществим.

Таким образом, уменьшение отвода теплоты от рабочего тела можно обеспечить с помощью специально спроектированных впускных систем с тангенциальными и спиральными впускными каналами, обеспечивающими оптимальную для данного двигателя интенсивность вихря заряда в цилиндре (оптимальное значение показателя m). Экспериментальному исследованию вихревого движения в камерах сгорания посвящены многие работы, однако вопросы теплообмена в них, к сожалению не рассматривались. Наиболее известные из них дали результаты, приведенные в табл.2, которые нами были использованы при анализе процессов теплообмена в цилиндре дизеля. В этих работах использовались различные методы измерения скорости потока: ионоанемометрия [Д.Н. Вырубов, В.В. Арапов], термоанемометрия [L. Barthelmä, С.М. Кадыров и автор]. Г.Б. Розенблит использовал датчик собственной разработки, который был установлен в крышку цилиндра вместо форсунки. Достоверность этих измерений не вызывает сомнений и характеризуются они тем, что четко выделяются две области вихревого движения (см. табл. 2). Плотность теплового потока, передаваемого от вихревого потока к поверхности поршня (или головки цилиндра) через пограничный слой, согласно закону Фурье с учетом (9) имеет вид

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial z} = -\lambda \sqrt{\frac{Cr^{m-1}}{\nu}} (T_{\infty} - T_w) \frac{d\Theta}{d\xi}. \quad (11)$$

При этом теплопроводность [Вт/м·К] определяется как функция от средней температуры $T_{cp} = (T_{\infty} + T_w)/2$ пограничного слоя $\lambda = 0,000361 \cdot T_{cp}^{0,75}$, а динамическая вязкость [Н·с/м²] вычисляется по формуле $\mu = 0,56 \cdot 10^{-6} T_{cp}^{0,62}$. Проведенные расчеты локальных плотностей теплового потока с использованием значений измеренных тангенциальных скоростей из работы Г.Б. Розенблита (см. табл. 2) дают значительно заниженные (по сравнению с экспериментальными данными) значения. Например, величина плотности

теплового потока на поверхности поршня при его нахождении в верхней мертвой точке $q_w = q|_{z=0} = 12416,6 \frac{Вт}{м^2}$, что соответствует нереально малой

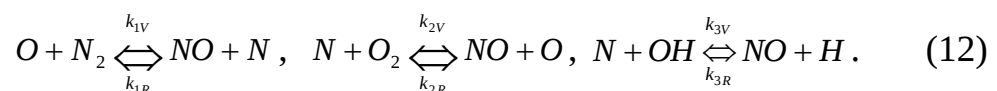
Таблица 2. Экспериментальные результаты исследования вихревого движения заряда в цилиндрах дизелей

Автор, источник	Двигатель	Измеренный профиль тангенциальной скорости	Момент измерения, параметры в цилиндре
Вырубов Д.Н., Арапов В.В.	двухтактный, с противоположно движущимися поршнями	$u = (1,05n + 68)r,$ $0 < r \leq 0,43R.$ $u = 1,5 \frac{n}{700} r^{-1},$ $0,43R \leq r \leq R.$ $n = 400, 500, 600, 700 \text{ мин}^{-1}.$ $R = 100 \text{ мм}.$	ВМТ $T_{\infty} = 890K; \rho = 20,8 \frac{кг}{м^3};$ $T_w = 473K;$ $\mu = 0,0000377 \frac{Н \cdot с}{м^2}$
Barthelma L.	дизель AVL $S/D = 14/12,5$ $\varepsilon = 14,5$	$u = 54r^{0,2},$ $0 < r \leq 0,64R.$ $u = 2,1r^{-0,8}$ $0,64R \leq r \leq R.$ $R = 62,5 \text{ мм}.$	конец сжатия $T_{\infty} = 900K; \rho = 18,0 \frac{кг}{м^3};$ $T_w = 400K;$ $\mu = 0,000031 \frac{Н \cdot с}{м^2}$
Розенблит Г.Б.	ЧН25/27 (Д70)	$u = 200r, \quad 0 < r \leq 0,75R.$ $u = 0,152r^{-2},$ $0,75R \leq r \leq R.$ $R = 135 \text{ мм}.$	ВМТ $\varphi = 360^\circ$ (сжатие без сгорания) $T_{\infty} = 930K; \rho = 22,8 \frac{кг}{м^3};$ $T_w = 473K;$ $\mu = 0,0000387 \frac{Н \cdot с}{м^2}$
С.М. Кадыров, М.М. Арипджанов	одноцилиндровый дизель Ч11,5/9,6 Ч12/9,6	$u = a(br + 2),$ $a = 0,000183(4280 - n);$ $b = 0,000813(n - 385).$ $0 < r \leq 0,75R, R = 57,5 \text{ мм},$ $n = 1000 - 2800 \text{ мин}^{-1}.$	конец сжатия $T_{\infty} = 890K; \rho = 20 \frac{кг}{м^3};$ $T_w = 480K;$ $\mu = 0,000034 \frac{Н \cdot с}{м^2}$

величине коэффициента теплоотдачи, равной $\alpha = 29,8 \frac{Bm}{m^2 K}$. Таким образом, тангенциальная скорость u , не только не является масштабирующей для конвективного теплообмена, но и оказывает обратное (блокирующее) воздействие на процесс теплоотдачи. Можно заключить, что экспериментальные данные при получении известной формулы Г.Б. Розенблита, им были интерпретированы не верно. Причиной этого является некорректная аналогия между теплоотдачей закрученного заряда и теплоотдачей диска, вращающегося в вязкой жидкости, которая используется Г.Б. Розенблитом. Экспериментальные исследования L. Barthelmä с применением лазерно-доплеровской аппаратуры подтверждают существование восходящего течения при закрутке заряда в цилиндре двигателя, а непосредственное определение нестационарных тепловых потоков на тепловоспринимающей поверхности поршня показывает, что локальные значения плотностей тепловых потоков при сильной закрутке существенно меньше, чем при слабой. В результате это приводит к тому, что температуры в характерных точках поршня при сильной закрутке получаются меньше (на 10°C , например, в области кромки поршня).

Уменьшение тепловых нагрузок из-за ухудшения рабочего процесса и снижения температуры рабочего тела в цилиндре двигателя здесь исключается, так как при увеличенной закрутке наблюдались улучшения процессов тепловыделения и повышение средней по объему цилиндра температуры рабочего тела. Заметим, что эти экспериментально доказанные факты до настоящего времени в теории двигателей по существу не имели теоретической трактовки.

Для расчета концентрации оксидов азота в продуктах сгорания был использован расширенный термический механизм академика Я. Б. Зельдовича, основанный на следующих трех реакциях:

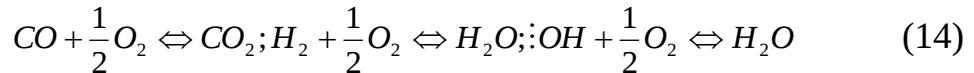


где K_i обозначает константу скорости i – той реакции, а индексы V и R указывают на прямую и обратную реакции соответственно. Константы скорости реакции в зависимости от температуры определяются на основе

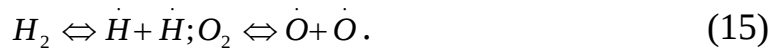
закона Аррениуса $K = 10^{-3} A T^B e^{-\frac{E}{RT}}$, где A - $\text{см}^3/(\text{моль} \cdot \text{с})$, E – энергия активации, кДж/кмоль ; B - безразмерная константа; $\tilde{R} = 8,134 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$ - универсальная газовая постоянная. Коэффициенты A , B , а также энергии активации E определяются на основании анализа опубликованных эмпирических данных и их значения приведены в диссертации. Кинетическое уравнение образования оксида азота согласно этим реакциям имеет вид

$$\frac{d[NO]}{d\tau} = K_{1V} [N_2][O] - K_{1R} [NO][N] + K_{2V} [O_2][N] - K_{2R} [NO][O] + K_{3V} [N][OH] - K_{3R} [NO][H], \quad (13)$$

где квадратные скобки означают концентрации соответствующих компонентов реакций. Концентрации еще пяти химических промежуточных компонентов O, O_2, H, N_2, OH , приводящих к образованию NO, определяются с учетом химического равновесия на основе закона действующих масс. Это требует введения еще трех реакций окисления



и двух реакций диссоциации



В связи с этим, кроме указанных выше пяти, требуется учет изменения концентраций еще четырех реагентов: водяного пара H_2O , водорода H_2 , диоксида углерода CO_2 и оксида углерода CO . В итоге рассчитываются парциальные давления (концентрации) девяти компонентов $H_2O, O_2, H_2, CO_2, CO, N_2, OH, O, H$.

Решение многих важных задач теории поршневых двигателей осложнено из-за недостатка информации об изменении локальных температур рабочего тела в объеме камеры сгорания в течение рабочего цикла. Это прежде всего, рассмотренные выше задачи определения локальных образований оксидов азота и тепловых нагрузок на основные детали, а также оптимального перераспределения впрыскиваемого топлива в объеме камеры сгорания и т.п. Очевидно, что эту задачу следует решать с помощью так называемой нульмерной многозонной модели, основанной на обыкновенных дифференциальных уравнениях термодинамики. Разработанная автором модель базируется на концепциях известной модели Иващенко-Кавтарадзе, предназначенной для поршневых двигателей с непосредственным впрыскиванием топлива. Объем цилиндра представляется как конечное число отдельных контрольных объемов (КО), каждый из которых представляет собой отдельную зону (рис. 8), для каждой из которых соблюдаются интегральные законы сохранения. Изменение внутренней энергии рабочего тела в произвольной i -той зоне происходит в результате внешних (тепло- и массообмен с примыкающими зонами) и внутренних (испарение и сгорание) воздействий. На основе первого закона термодинамики для открытых систем с учетом подвода (отвода) теплоты, механической работы и энтальпии это изменение можно записать как:

$$\sum_k u_{ik} \frac{dm_{ik}}{d\tau} + \left(\sum_k m_{ik} c_{vk} \right) \frac{dT_i}{d\tau} + \Delta u_{ucn} \frac{dm_{ucn,i}}{d\tau} + \Delta u_{cz} \frac{dm_{cu,i}}{d\tau} = \sum_j^{nv} \lambda_{ij} \frac{T_j - T_i}{S_{ij}} F_{ij} + \sum_j^{nw} \alpha_{ij} (T_i - T_j) F_{ij} + \sum_j^{nv+nw} \Psi_{ij} \sigma_0 (T_j^4 - T_i^4) - \frac{m_i R_i T_i}{V_i} \frac{dV_i}{d\tau} + \sum_j^{nv} \left(\sum_k h_k \frac{dm_k}{d\tau} \right)_{ij} \quad (16)$$

где n_v - число зон, примыкающих к i -той зоне; n_w - число участков поверхности, примыкающих к i -той зоне; n_{vv} - общее число зон в объеме цилиндра; n_{ww} - общее число участков поверхностей, ограничивающих этот объем; m - масса топлива; S - расстояние между центрами зон; F - площадь теплообмена; Ψ - взаимная поверхность обмена излучением, σ_0 - постоянная излучения. Остальные обозначения в (16) являются общепринятыми в термодинамике. Суммарные для всех k компонентов рабочего тела (жидкое и парообразное топлива, кислород, водяной пар, двуокись углерода, азот и т.п.) приращения удельных внутренних энергий Δu_{ucn} и Δu_{cz} , отнесенные соответственно к испаряющейся и сгоревшей массе топлива, определяются как разность между их значениями до и после испарения (сгорания). Теплоемкость при постоянном объеме c_v для каждого компонента k представляется как функция от температуры.

Для расчета процессов испарения и сгорания топлива в отдельных контрольных объемах (зонах) V_i (рис. 8), необходимо в первую очередь определить долю от цикловой подачи топлива, попадающую в V_i , т.е. концентрацию топлива в V_i . При этом необходимо учесть влияние вихревого движения воздуха. Эти вопросы успешно реализуются с помощью программы Fakel, разработанной А.А. Скрипником и используемой в данной работе (рис. 9).

Один из вариантов решения системы (16) приведен на рис. 10. Видно, что мгновенное значение локальной температуры рабочего тела в центральной части КС исследуемого дизеля 1Ч 12/9,6 достигает величины 2500 К, тогда как около поверхности поршня или головки цилиндра она существенно меньше. Только в некоторых областях КС локальная

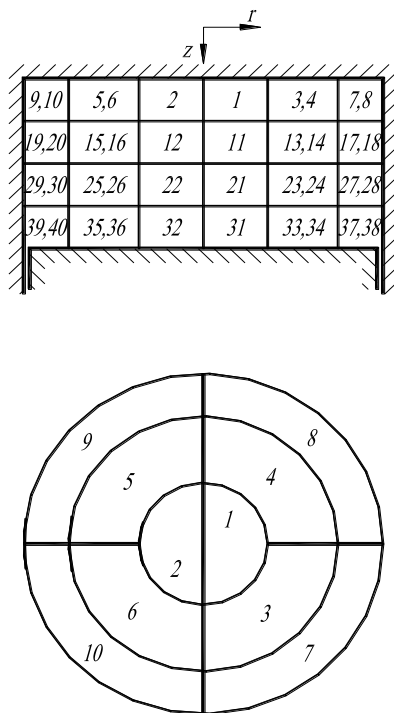


Рис. 8. Представление объема цилиндра дизеля в виде конечного числа отдельных зон

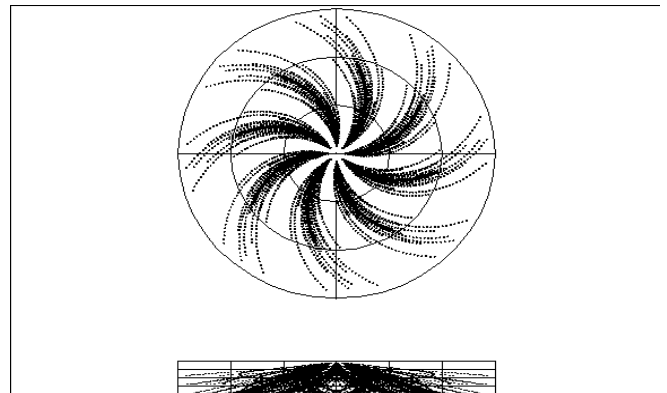


Рис. 9. Развитие топливного факела в вихревом потоке воздуха

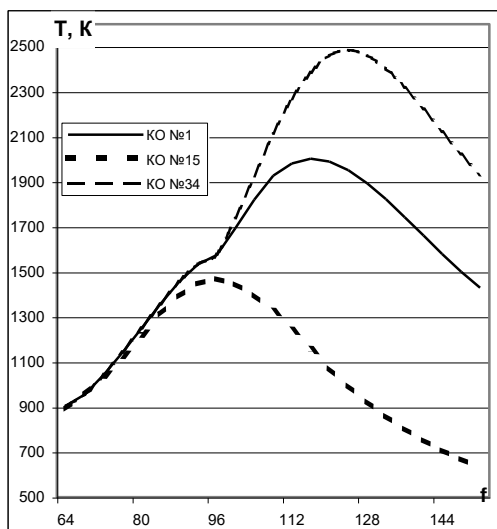


Рис. 10. Изменение локальных температур в цилиндре дизеля 1Ч 12/9,6 без теплоизоляции ($\epsilon=14.9$) на частичном режиме работы ($n = 2800 \text{ мин}^{-1}$, $N_e=12 \text{ кВт}$, $\phi_{впр} = -26^\circ$). Номера зон на данном рисунке такие же как на рис.8

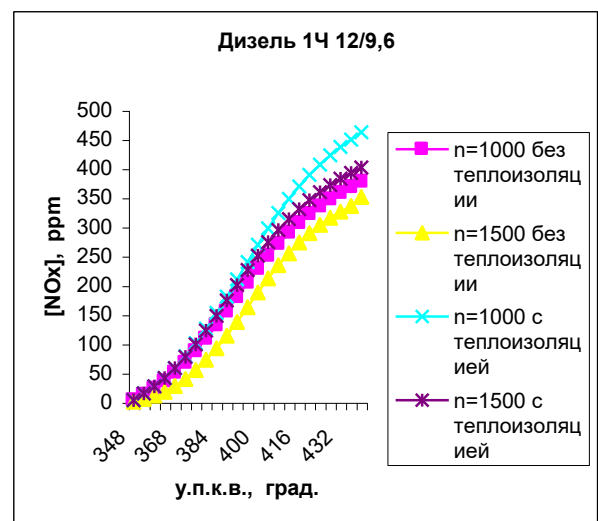


Рис. 11. Влияние теплоизоляции гильзы на концентрацию оксидов азота

нестационарная температура рабочего тела по значению и характеру изменения близка среднемассовой температуре.

Таким образом, получив значения локальных нестационарных температур газа в цилиндре, можно на основе вышеизложенного алгоритма, основанного на механизме Я.Б. Зельдовича, определить концентрацию оксидов азота в продуктах сгорания дизеля.

На рис. 11 приведены результаты исследования концентрации оксидов азота, полученные на основе экспериментальных индикаторных диаграмм. Как видно, теплоизоляция гильзы в любом случае приводит к повышению содержания оксидов азота в продуктах сгорания. Причиной повышения $[\text{NO}_x]$ является увеличение температуры рабочего тела. На режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e = 3,58 \text{ кВт}$ цикловая подача топлива меньше, а частота вращения коленчатого вала наоборот, больше чем на режиме $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 3,85 \text{ кВт}$. Это приводит к тому, что на первом режиме концентрация оксидов азота, как с теплоизолированной, так и с базовой гильзой меньше, чем на последнем.

В случае теплоизолированной гильзы (рис. 12) увеличение $[\text{NO}_x]$ происходит при повышении максимального значения тангенциальной скорости вплоть до 30 м/с. При значении скорости $u = 40 \text{ м/с}$ концентрация оксидов азота резко падает до $\sim 450 \text{ ppm}$, т.е. до уровня, имевшего место при $u = 12 \text{ м/с}$. Однако рабочий процесс сопровождается увеличением удельного расхода топлива, ухудшением смесеобразования и сгорания. При чрезмерно

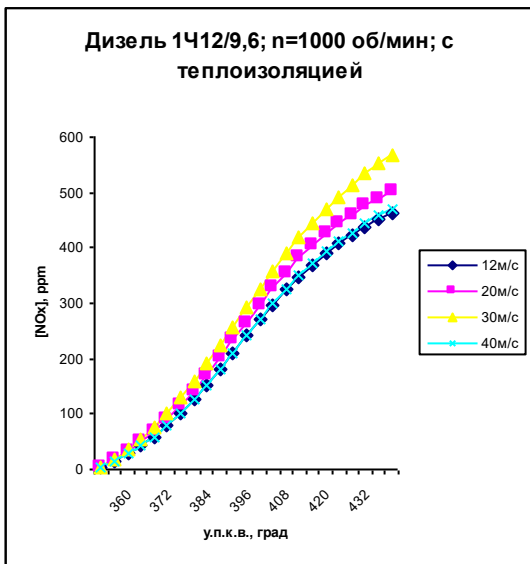


Рис. 12. Изменение $[\text{NO}_x]$ в рабочем процессе двигателя с керамической гильзой в зависимости от максимального значения тангенциальной скорости

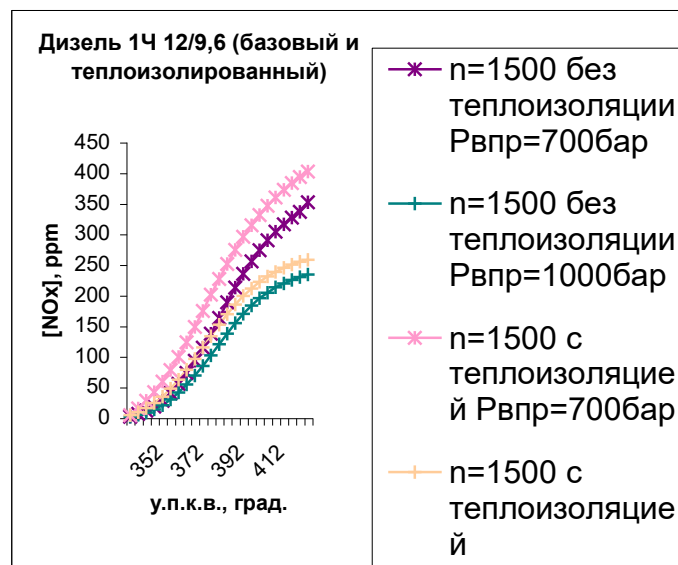


Рис.13. Влияние давления впрыскивания на $[\text{NO}_x]$

высокой интенсивности закрутки потока из-за снижения времени испарения и горения отдельных капель топлива при их перемещении от одного факела к другому они не успевают полностью сгореть. В результате этого происходит снижение максимальной температуры цикла и концентрации оксидов азота.

Таким образом, при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и $p_{\text{впр. max}} \sim 400 \text{ бар}$, как для базового так и для теплоизолированного дизеля, с точки зрения обеспечения наименьших значений $[\text{NO}_x]$ оптимальной является закрутка заряда с максимальным значением тангенциальной скорости $u = 12 \text{ м/с}$. При этом удельный расход топлива составляет $g_e = 245 \text{ г/(кВт·ч)}$.

Увеличение максимального значения тангенциальной скорости выше $u = 20 \text{ м/с}$ в случае базового дизеля не приводит к ощутимому увеличению $[\text{NO}_x]$. При низких значениях этой скорости, например, при $u = 12 \text{ м/с}$ снижение $[\text{NO}_x]$ происходит примерно на 100 ppm. В исследованиях была использована форсунка с числом сопловых отверстий $z = 7$ и диаметром $d_c = 0,156 \text{ мм}$.

На режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $p_{\text{впр. max}} \sim 600 \text{ бар}$ наиболее приемлемым, с точки зрения сочетания $[\text{NO}_x]$ и g_e , для обоих вариантов двигателя является закрутка потока с максимальным значением тангенциальной скорости $u = 16 \text{ м/с}$.

Известно, что регулирование давления впрыскивания является основным способом управления мелкостью распыливания топлива. На экспериментальном дизеле изменение величины давления впрыскивания осуществлялось путем использования различных топливных кулачков и распылителей. Зависимость давления впрыскивания от скоростного режима работы двигателя полученная опытным путем и приведена в таблице 3.

Таблица 3. Зависимость давления впрыскивания от скоростного режима дизеля 1Ч 12/9,6

Частота вращения коленчатого вала n , мин^{-1}	1000	1500	2800
Давление впрыскивания топлива $P_{\text{впр}}$, бар	500	700	1500

При расчетах $[\text{NO}_x]$ эти значения используются в качестве базовых исходных данных. Численные эксперименты проводились также при повышенных давлениях впрыскивания для каждого скоростного режима, как для базового дизеля, так и для дизеля с керамическим теплоизолятором в камере сгорания. Исследование влияния давления впрыскивания проводилось при неизменном значении цикловой подачи, диаметра и количества сопловых отверстий распылителя.

Результаты исследований концентрации оксидов азота для двух вариантов дизелей (базового и теплоизолированного) показывают, что

повышение давления впрыскивания от 500 бар до 650 бар при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ в обоих случаях приводит к снижению концентрации оксидов азота. При этом для базового двигателя уменьшение $[\text{NO}_x]$ происходит от 378 ppm до 318 ppm, а для двигателя с теплоизолированной гильзой от 463 ppm до 312 ppm. Следует подчеркнуть, что эти результаты соответствуют оптимальным значениям скорости закрутки заряда. Увеличение давления впрыскивания повышает мелкость распыливания и при интенсивной закрутке заряда приводит к более равномерному распределению топлива по объему цилиндра. При этом максимальное значение среднемассовой температуры в цилиндре повышается, а неравномерность и максимальные значения локальных температур снижаются. Это приводит к снижению концентрации оксидов азота.

Аналогичная картина наблюдается и на режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ при росте давления впрыскивания от $p_{\text{впр. max}} = 700 \text{ бар}$ до $p_{\text{впр. max}} = 1000 \text{ бар}$. (рис. 13). Когда давление впрыскивания не меняется, двигатель с теплоизолированной гильзой характеризуется повышенными выбросами оксидов азота по сравнению с базовым дизелем, что объясняется высокими значениями температуры газа в цилиндре. Относительно низким значениям $[\text{NO}_x]$ в базовом двигателе по сравнению с теплоизолированным двигателем способствуют более высокие значения коэффициента избытка воздуха. Так, на режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ для базового двигателя $\alpha_v = 2,24$, а для теплоизолированного дизеля $\alpha_v = 1,76$. С повышением частоты вращения коленчатого вала до $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$ при одновременном увеличении давления впрыскивания от $p_{\text{впр max}} = 1500 \text{ бар}$ до $p_{\text{впр max}} = 1600 \text{ бар}$ концентрация оксидов азота снижается, однако дальнейшее увеличение давления впрыскивания до $p_{\text{впр max}} = 1700 \text{ бар}$ приводит к увеличению $[\text{NO}_x]$. Снижение концентрации оксидов азота при $p_{\text{впр max}} = 1700 \text{ бар}$ можно осуществить также путем оптимизации скорости закрутки заряда. Если учесть, что на скорость испарения впрыскиваемого топлива кроме давления впрыскивания и интенсивности вихревого движения заряда действует также и температурный фактор, то можно утверждать, что оптимальная для данного режима закрутка при прочих равных условиях не одинакова для базового и теплоизолированного двигателей. Это больше заметно при высоких частотах вращения. При угле между двумя соседними топливными факелами распылителя (количество соловых отверстий $z = 7$) равном $51,4^\circ$ для перемещения частицы топлива из одного факела в соседний на режиме $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ требуется $\sim 0,0086 \text{ мс}$, а при $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$ $\sim 0,0031 \text{ мс}$. Очевидно, что время испарения и сгорания капель при $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$ наряду с давлением впрыскивания, в основном определяется интенсивностью закрутки и температурой воздуха в цилиндре в момент впрыскивания топлива.

Увеличение количества сопловых отверстий в случае постоянства их суммарного эффективного сечения и давления впрыскивания приводит к

уменьшению дальнбойности топливного факела. При этом диаметр капель топлива и силы инерции, действующие на капли, уменьшаются. На рис.14 приведена зависимость индикаторного расхода топлива от количества сопловых отверстий в форсунке. При неизменном суммарном значении эффективного проходного сечения сопловых отверстий каждому конкретному числу сопловых отверстий z соответствует определенная скорость закрутки заряда. Из рис.14 видно, что минимальный расход топлива достигается при $z = 7$, когда обеспечивается оптимальное теплоиспользование в рабочем цикле. Величина давления впрыскивания при этом обеспечивает дальнбойность факела топлива $l_f \approx 50$ мм, т.е. примерно равную радиусу камеры сгорания. Оптимальное значение среднего диаметра капель топлива $d_{32} \approx 23$ мкм создает благоприятные условия для испарения и смесеобразования, способствуя тем самым более полному сгоранию, максимальному теплоиспользованию и, как результат, к снижению расхода топлива (рис. 14), уменьшению $[CO]$ и $[HC]$. Однако более совершенное сгорание сопровождается высокими температурами газа в цилиндре и возникает опасность увеличения $[NO_x]$ (рис. 15).

Таким образом, сопоставление рис. 14 и 15 показывает, что известный «конфликт» между удельным расходом топлива и содержанием оксида азота в продуктах сгорания имеет место и для теплоизолированных двигателей. С другой стороны, значения $[NO_x]$ для обоих вариантов дизелей вполне вписываются в современные требования Еu-3, что в основном достигается за счет высокого коэффициента избытка воздуха на исследуемых режимах работы. В связи с этим, в качестве оптимальной с точки зрения как удельного индикаторного расхода топлива, так и выбросов $[NO_x]$, следует признать конструкцию распылителя с числом сопловых отверстий $z = 7$.

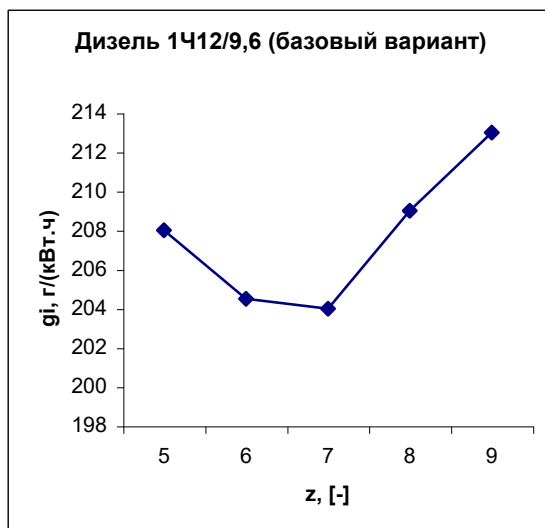


Рис. 14. Изменение удельного

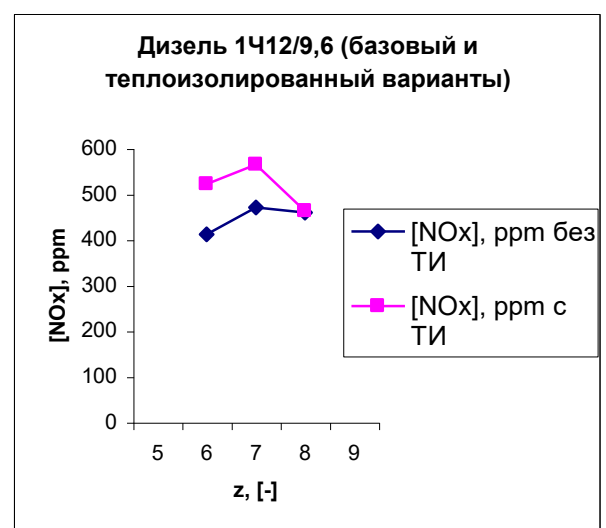


Рис. 15. Зависимость концентрации

индикаторного расхода
топлива в зависимости от
количества сопловых
отверстий

оксидов азота от количества
сопловых отверстий

Угол опережения впрыскивания топлива $\varphi_{впр}$ оказывает влияние на продолжительность периода задержки воспламенения φ_i и долю топлива, впрыскиваемого в цилиндр за этот период и, как следствие на продолжительность сгорания, особенно на длительность его диффузионной фазы. При уменьшении $\varphi_{впр}$ снижаются максимальные температуры сгорания и время, отведенное на процессы окисления продуктов сгорания. В связи с этим с уменьшением $\varphi_{впр}$ эмиссия $[NO_x]$ снижается, однако, выбросы $[CO]$, $[CH]$, а также сажи, наоборот, повышаются.

Для базового двигателя на режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ снижение угла опережения впрыскивания от $\varphi_{впр} = 23^\circ$ до $\varphi_{впр} = 20^\circ$ или $\varphi_{впр} = 15^\circ$ приводит к снижению $[NO_x]$ почти на 90 ppm. В целом такая картина сохраняется и в случае теплоизолированного варианта двигателя. Однако общий уровень концентрации $[NO_x]$ в случае базового варианта дизеля остается заметно меньшим, так как уровень температуры в цилиндре при наличии теплоизолирующей вставки несколько выше.

На рис.16 показана зависимость концентрации оксидов азота от угла опережения впрыскивания топлива для базового и теплоизолированного дизелей. Закономерность уменьшения выброса оксидов азота при малых

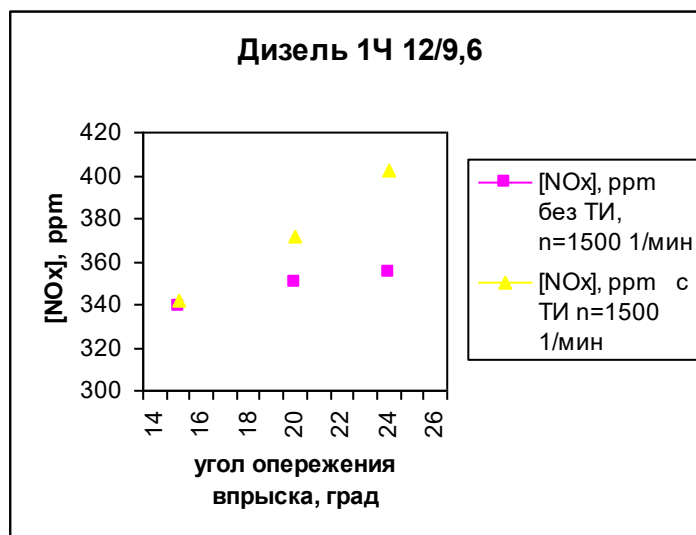


Рис. 16. Влияние угла опережения впрыскивания топлива на количество оксидов азота

углах опережения впрыскивания сохраняется и на режиме $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$. Наличие теплоизоляции не влияет на качественный характер

этой зависимости. Однако абсолютные значения концентрации оксидов азота и в данном случае у теплоизолированного двигателя выше.

Приведенные результаты и их анализ позволяют заключить, что оптимизация угла опережения впрыскивания может быть проведена с использованием различных критериев. Критерии оптимизации выбираются в зависимости от назначения дизеля, уровня его форсирования, режимов работы и других. Наиболее важные критерии для дизеля с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела это топливная экономичность и выбросы оксидов азота. К сожалению, требования к выбору оптимальных значений угла опережения впрыскивания топлива по данным критериям, чаще всего, противоречат друг другу. Это обстоятельство, конечно, имеет место и для обычных, не теплоизолированных, двигателей. Однако, в отличие от обычных двигателей, уменьшение отвода теплоты от рабочего тела обеспечивает относительно низкий уровень других вредных компонентов, таких как $[CO]$, $[CH]$, а также сажи. Кроме того, повышение температурного уровня цикла создает благоприятные условия по использованию низкосортных тяжелых топлив, для воспламенения которых по сравнению с обычным дизельным топливом требуются более интенсивный подвод теплоты и высокие температуры.

Глава 6 посвящена анализу результатов расчетных и экспериментальных исследований возможностей снижения тепловых нагрузок на основные детали дизеля и улучшения его экономических и экологических показателей.

При теплоизоляции верхней части цилиндра в величинах структурных составляющих теплового баланса произошли значительные изменения. Количество эффективно использованной теплоты по сравнению с базовой моделью при $P_e = 0,58$ МПа снизилось с 29,5 % до 24,0 %, теплота, отданная охлаждающей жидкости и унесенная с отработавшими газами также снизилась, соответственно, с 27 % до 22 % и с 23 % до 16 %. Однако величина остаточного члена теплового баланса резко увеличилась с 23,5 % до 38,2 %. Следует отметить, что при теплоизоляции цилиндра параметры топливоподачи и закон впрыскивания топлива не менялись, никакие оптимизационные, регулировочные операции не производились, т.е. в обоих случаях снятие нагрузочной характеристики и определение теплового баланса производились при одинаковых исходных условиях. Причиной деформации составляющих теплового баланса при теплоизоляции цилиндра является нарушение процесса сгорания. Однако подбор оптимальных значений параметров рабочего процесса позволил улучшить тепловой баланс теплоизолированного двигателя и повысить эффективные и экономические показатели двигателя (см. табл. 1). Это подтверждает нецелесообразность сравнительной оценки показателей базового и теплоизолированного двигателей при одинаковых исходных параметрах рабочего процесса.

Моделирование теплового состояния гильзы с керамической вставкой показало, что существует опасность разрушения конструкции в месте соединения материалов с различными теплофизическими свойствами. Вследствие различных коэффициентов теплового расширения при интенсивном нагреве гильзы на зеркале цилиндра возникает «ступенька», которая может быть мгновенно разрушена кромкой поршня или первым поршневым кольцом. С другой стороны, как показали расчетные исследования (глава 2), вставка из нитрида кремния оказывает теплоизолирующий эффект и температура в контрольной точке уменьшается. При этом эффект теплоизоляции наиболее заметен на номинальном режиме работы двигателя, когда тепловые нагрузки на поверхности гильзы высоки. Поэтому для дальнейшего использования данного эффекта нами была предложена модифицированная конструкция гильзы с термостабилизирующей втулкой с внешней стороны (в диссертации приведена подробная схема).

Исследование нестационарного температурного поля в местах соприкосновения нитрида кремния и серого чугуна показало, что высокая теплопроводность чугуна приводит к более быстрому прохождению температурной волны в нем по сравнению с нитридом кремния. Это приводит к высоким градиентам температуры в окрестности точки соприкосновения. Численные эксперименты, проведенные для различных сочетаний термических граничных условий показали, что изменение градиента температуры $\Delta T/\Delta x$ по времени носит импульсный характер (рис. 17). Было установлено также, что отношение теплопроводностей контактирующих материалов относительно мало влияет на форму импульса градиента температуры и больше определяет его амплитуду. Очевидно, что чем больше импульс градиента температуры в окрестности точек

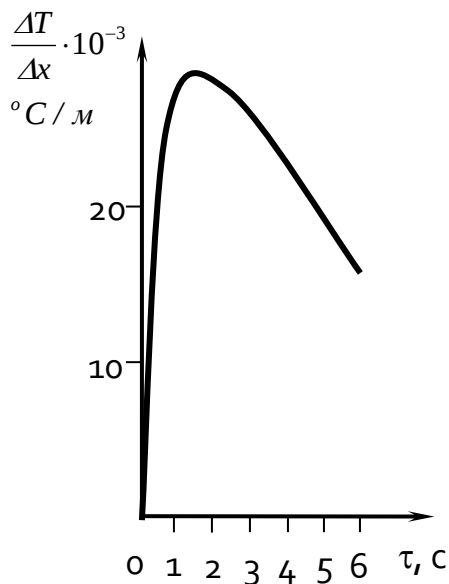


Рис.17. Изменение градиента температуры в окрестности точки соединения нитрида кремния и серого чугуна

поверхности соединения металла и керамики, тем больше опасность разрушения этих соединений. Вышеупомянутый термостабилизатор гильзы служит для повышения долговечности гильзы с теплоизолятором.

Результаты исследований теплоизолированного поршня позволяют рекомендовать предложенную конструкцию в целях уменьшения тепловых нагрузок и отвода теплоты от рабочего тела. Установка керамической накладки на поршень на номинальном режиме работы двигателя 1Ч9,6/12 снижает температуру над верхним компрессионным кольцом до $T_w = 173 - 234$ °С, что на $47 - 75$ °С ниже температуры над верхним кольцом базового цельноалюминиевого поршня. Такое снижение температуры не только увеличивает надежность работы колец и канавок поршня, но и позволяет осуществить форсирование двигателя по среднему эффективному давлению путем газотурбинного наддува.

Расчетно-экспериментальная оценка показывает, что потери теплоты в масляную систему в тепловом балансе на номинальном режиме работы двигателя 1Ч9,6/12 в случае базового поршня составляет ~ 7 %. При использовании поршня с керамической накладкой эти потери снижаются до $3,5$ %, т.е. в 2 раза. Если учесть, что снижение этих потерь может привести к более простой конструкции масляного охладителя и уменьшению его габаритов, а также снижению мощности на привод вентилятора, то преимущества теплоизолированного двигателя становится еще более очевидным.

Следует отметить, что снижение тепловых потерь в рабочем цикле дизеля путем его оптимальной организации при создании двигателей с уменьшенным подводом теплоты до настоящего времени практически не было исследовано. По предварительным оценкам целенаправленная закрутка заряда в цилиндре может снизить тепловой поток на поверхность камеры сгорания примерно на $30 - 40$ % по сравнению с двигателем без закрутки.

В результате проведенных исследований в целях обеспечения оптимального сочетания $[NO_x]$ и g_e предложены практические рекомендации по выбору и регулированию таких основных параметров, как давление впрыскивания топлива, угол опережения впрыскивания топлива, интенсивность закрутки заряда и количество сопловых отверстий форсунки. Получены наиболее приемлемые сочетания $[NO_x]$ и g_e , приведенные в таблице 4. Как видно из табл. 4 при правильной организации рабочего процесса эффективные и экологические показатели двигателя с уменьшенным отводом теплоты и базового двигателя довольно близки. На частичных режимах при работе дизеля на значительно обедненных смесях

топливная экономичность теплоизолированного двигателя по сравнению с базовым дизелем может быть даже увеличена (см. табл. 1 и табл. 4).

Таблица 4. Оптимальные сочетания $[\text{NO}_x]$ и g_e на различных режимах работы базового и теплоизолированного двигателей

$n, \text{мин}^{-1}$	1000/1000	1500/1500	2000/2000	2800/2800
$p_{\text{впр. max}}, \text{бар}$	400/400	600/600	900/900	1100/1100
$u, \text{м/с}$	12/12	16/14	20/18	30/22
$g_e, \text{г/(кВт·ч)}$	243/245	222/226	220/223	231/235
$[\text{NO}_x], \text{ppm}$	380/460	360/400	670/705	860/920

Таким образом, при работе теплоизолированного дизеля на сильно обедненной горючей смеси расход топлива по сравнению с базовым двигателем может быть снижен без увеличения концентраций оксидов азота в продуктах сгорания. Это открывает новые возможности двигателя с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела, работающего на высоких коэффициентах избытка воздуха. Следует отметить, что перспективы усовершенствования рабочего процесса двигателей с уменьшенным отводом теплоты до настоящего времени в таком аспекте рассматриваются впервые.

Регулирование двигателя с уменьшенным отводом теплоты по углу опережения впрыскивания топлива вместе со снижением расхода топлива и концентрации вредных выбросов позволяет также уменьшить жесткость работы двигателя и величину максимального давления цикла p_z . Это происходит, прежде всего, за счет сокращения периода задержки воспламенения. Применение керамического теплоизолятора на гильзе уменьшает задержку воспламенения в среднем на 20 %. В результате этого процесс сгорания протекает сравнительно плавно, скорость нарастания давления $dp/d\phi$ уменьшается и пропорционально этой величине снижается уровень шума. По предварительным оценкам снижение скорости нарастания давления для дизелей исследуемого типа на 20% может привести к снижению шума на 4-5 дБ.

Основные выводы и рекомендации

1. На основе анализа и обобщения ранее проведенных исследований разработаны и реализованы на практике конструкции и технология изготовления теплоизолирующих керамических деталей на основе нитрида кремния для гильзы и поршня. Разработан метод крепления теплоизолирующих частей на серийные детали (гильза, поршень) двигателя. Изготовлены теплоизолированные детали (поршень и гильза) для экспериментального быстроходного дизеля 1Ч 9,6/12.

2. Разработана и реализована программа исследования теплонапряженного состояния базовой и теплоизолированной деталей (поршень и гильза). Исследования проведены методом математического моделирования трехмерных температурных полей с учетом реальных термических граничных условий со стороны рабочего тела, а также экспериментальным методом на специально созданном стенде. Теплонапряженное состояние различных вариантов конструкций гильзы и поршня исследовалось в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя с использованием пакета прикладных программ на основе метода конечных элементов. Результаты расчетных исследований хорошо согласуются с экспериментальными данными (например, разница между расчетными и опытными значениями локальных температур гильзы не превышает 5 - 7 %).

3. Установлено, что основной причиной выхода из строя составных деталей является возникновение импульсов градиента температуры в области контакта. Предложена конструкция составной гильзы с керамическим теплоизолятором. Разработана конструкция составного поршня с теплоизолирующей накладкой. Применение данной конструкции поршня снижает относительные потери теплоты в масляную систему на номинальном режиме с 7,0 %, до 3,5 %, т.е. в 2 раза. Это позволяет упростить конструкцию масляного охладителя и уменьшить его габариты, а также снизить мощность на привод вентилятора.

4. Установлено, что теплоизоляция гильзы и поршня приводит к увеличению температуры тепловоспринимающей поверхности, снижению общего температурного уровня теплонапряженной детали и количества теплоты, переданной в систему охлаждения.

Сравнительный анализ трехмерных температурных полей базовой (серийной) и теплоизолированной гильз показывает, что при установке керамической втулки максимальная температура на тепловоспринимающей поверхности в верхнем поясе гильзы на режиме $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ увеличивается на $\sim 12^\circ\text{C}$ (от $T_w = 134,2^\circ\text{C}$ до $T_w = 145,9^\circ\text{C}$). На режиме $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$ этот рост составляет $\sim 25^\circ\text{C}$ (от $T_w = 159,1^\circ\text{C}$ до $T_w = 183,9^\circ\text{C}$).

На номинальном режиме максимальная температура на поверхности теплоизолирующей накладки поршня в центральной части камеры сгорания по сравнению с базовым поршнем увеличивается на 245°C (от $T_w = 414^\circ\text{C}$ до $T_w = 659^\circ\text{C}$). При этом температура над верхним компрессионным кольцом снижается до $T_w = 173 - 234^\circ\text{C}$, что на $47 - 75^\circ\text{C}$ ниже температуры базового поршня из алюминиевого сплава.

5. Создана экспериментальная установка для исследования рабочего процесса быстроходных дизелей, оснащенная автоматизированным

измерительным комплексом, позволяющая проводить индицирование в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов с изменением интенсивности закрутки заряда в цилиндре.

6. Разработана однозонная модель и алгоритм расчета рабочего процесса дизеля, основанная на первом законе термодинамики, которая предусматривает изменение мгновенного коэффициента избытка воздуха в зависимости от закона топливоподачи и используются в качестве основы для определения скорости тепловыделения.

7. Разработан расчетно-экспериментальный метод определения скорости тепловыделения в камере сгорания быстроходного дизеля, основанный на использовании реальных индикаторных диаграмм, полученных на экспериментальной установке. Анализ экспериментальных индикаторных диаграмм показал, что как в базовом, так и теплоизолированном двигателях процесс сгорания носит четко выраженный двухфазный характер.

8. Определены оптимальные значения конструктивных (диаметр и количество сопловых отверстий), режимных (давление впрыскивания и интенсивность закрутки потока) и регулируемых (угол опережения впрыскивания) параметров, приводящие к снижению удельного расхода топлива теплоизолированного быстроходного дизеля 1С12/9,6.

При оптимальных значениях этих параметров наиболее подходящей с точки зрения, как удельного индикаторного расхода топлива, так и выбросов $[NO_x]$, следует признать конструкцию распылителя с числом сопловых отверстий $z = 7$, диаметром $d_c = 0,156$ мм.

На режиме $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и $p_{\text{впр. max}} \sim 400$ бар для базового и теплоизолированного дизелей с точки зрения обеспечения минимальных значений $[NO_x]$ наиболее оптимальной является закрутка заряда с максимальным значением тангенциальной скорости $u = 12 \text{ м/с}$, на режимах: $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $p_{\text{впр. max}} \sim 600$ бар - $u = 16 \text{ м/с}$; $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ и $p_{\text{впр. max}} \sim 900$ бар - $u = 20 \text{ м/с}$; $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$, $p_{\text{впр. max}} \sim 1100$ бар - $u = 30 \text{ м/с}$.

Для базового и теплоизолированного дизелей на режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ снижение угла опережения впрыскивания от $\varphi_{\text{впр}} = 23^\circ$ до $\varphi_{\text{впр}} = 20^\circ$ приводит к снижению $[NO_x]$ на 90 - 110 ppm.

9. При оптимальной организации рабочего процесса в двигателе с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела имеет место более полное сгорание. Диффузионная фаза сгорания протекает быстрее чем в базовом двигателе. В результате этого общая продолжительность процесса сгорания сокращается, а максимальное давление цикла увеличивается на 1 - 1,5 бар.

10. Получена полуэмпирическая формула для расчета локальной тангенциальной скорости u в зависимости от текущего радиуса цилиндра r

и частоты вращения коленчатого вала n , которая может быть рекомендована для оценки интенсивности вихревого движения заряда в двигателях подобного типа. Исследование теплообмена между высокотемпературным вихревым потоком и поверхностью камеры сгорания, проведенное с применением полученной полуэмпирической зависимости позволило установить, что над поверхностью камеры сгорания может возникнуть эффект газовой завесы, создаваемой вторичным течением в пограничном слое закрученного потока, приводящий к «внутренней адиабатизации» вращающегося потока. Это явление следует рассматривать как дополнительное средство защиты тепловоспринимающей поверхности камеры сгорания от тепловых нагрузок. При этом можно снизить тепловой поток на поверхности камеры сгорания примерно на 30 - 40 %.

11. Предложена многозонная модель рабочего процесса в дизелях с непосредственным впрыскиванием, позволяющая получить значения локальных нестационарных температур газа в цилиндре. В разработанную модель включен расширенный термический механизм образования оксидов азота, основанный на исследованиях Я.Б. Зельдовича. Многозонная модель позволяет определить значения зональных и суммарных концентраций оксидов азота в зависимости от наличия теплоизолирующих вставок в камере сгорания, интенсивности закрутки заряда в цилиндре, давления впрыскивания топлива, количества сопловых отверстий форсунки, угла опережения впрыскивания топлива.

12. Прямая конверсия базового дизеля на дизель с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела может привести к ухудшению процессов смесеобразования и сгорания, нарушению привычного для базового двигателя теплового баланса и повышению удельного расхода топлива. Однако реализация комплекса мероприятий, предложенных в данной работе, позволяет получить вполне приемлемое соотношение « g_e -[NO_x]» для дизеля с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела, не уступающее аналогичному соотношению для базового двигателя.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

Научные статьи и труды:

1. Кадыров С.М., Чакканов Б.Р., Миршанов Н.М., Арипджанов М.М. Автоматизированный стенд для испытания двигателей внутреннего сгорания с выводом результатов на цифropечатающее устройство. Механизация хлопководства, № 11, 1981. –С. 22-24.
2. Арипджанов М.М., Мирахмедов А.А., Агзамов Л.Б., Белов В.П. Результаты исследования тепловой напряженности керамической накладки поршня дизеля. Сб. науч.труд. ТАДИ.- Ташкент, 1991. - С. 43-45.
3. Кадыров С.М., Арипджанов М.М., Мирахмедов А.А. Исследование теплонапряженности поршня с керамической накладкой. Ж. Транспорт. Наука, техника, управление. 2002, № 7. - С. 48-49.
4. Кадыров С.М., Арипджанов М.М. Тепловой баланс двигателя с уменьшенными тепловыми потерями. Сб. науч. труд. СПб. 2003. - С. 56-59.
5. Арипджанов М.М., Исматов Ж.Ф. Ички ёнув двигателларида техник керамика ишлатиш ва уни олиш технологияси. Композицион материаллар. Илмий-техникавий ва амалий журнал. 2003, № 2. - С. 27-29.
6. Арипджанов М.М. Исследование влияния теплоизолирующей вставки на тепловое состояние гильзы быстроходного дизеля. Ж. Транспорт. Наука, техника, управление. 2005, № 3. - С. 30-31.
7. Арипджанов М.М. Постановка краевой задачи теплопроводности для составных деталей дизеля. Межв. сб. СЗТУ. СПб. 2005. - С. 86-89.
8. Арипджанов М.М. Экспериментальный метод исследования тепловыделения в быстроходном дизельном двигателе. Ж. Транспорт. Наука, техника, управление. 2005, № 4. - С. 31-33.
9. Арипджанов М.М. Исследование теплового состояния составного поршня быстроходного дизеля. Ж. Транспорт. Наука, техника, управление. 2005, № 7. - С. 34-35.
10. Арипджанов М.М. Снижение тепловых нагрузок и концентрации вредных выбросов путем воздействия на рабочий процесс дизеля. Матер. докл. секции «Двигатели внутреннего сгорания» Межд. симпоз. посвященного 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2005. - С. 34-35.
11. Арипджанов М.М. Исследование рабочего процесса в дизелях с теплоизолированной камерой сгорания. Матер. докл. секции «Двигатели внутреннего сгорания» Межд. симпоз. посвященного 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2005. - С. 35-36.
12. Арипджанов М.М. Результаты расчета теплонапряженного состояния поршня дизеля. Вестник ТашИИТ, 2006, № 2. - С. 78-85.
13. Арипджанов М.М. Разработка многозонной модели рабочего процесса для расчета локальных и суммарных концентраций оксидов азота в камере сгорания дизеля. Вестник ТашГТУ, 2006, № 3. - С. 90-93.
14. Арипджанов М.М. Оценка интенсивности вихревого движения заряда в цилиндре дизеля. Проблемы механики, 2006, № 5. - С. 52-55.

15. Арипджанов М.М. Расчет теплонапряженного состояния деталей дизеля. Научно-технический журнал ФерПИ, 2006, № 2. - С. 111-117.
16. Арипджанов М.М. Результаты определения термических граничных условий для деталей дизеля. Научно-технический журнал ФерПИ, 2006, № 2. - С. 119-123.
17. Арипджанов М.М. Механизм образования оксидов азота в продуктах сгорания дизеля. Вестник ТашИИТ, 2006, № 3/4. - С. 83-90.
18. Арипджанов М.М. Методика определения термических граничных условий для деталей дизеля. Междун. науч.-техн. конф. Сб. труд. Челябинск. 2006. - С. 73-75.
19. Арипджанов М.М. Способы воздействия на рабочий процесс в целях снижения тепловых нагрузок и выбросов в атмосферу оксидов азота. Вестник ТашГТУ, 2006, № 4. - С. 84-88.
20. Арипджанов М.М. Влияние интенсивности вихревого движения воздуха на динамику топливного факела. Актуальные проблемы современной экономики. – СПб.: СЗТУ, 2007. - С. 3-8.
21. Кадыров С.М., Арипджанов М.М. Влияние давления впрыскивания топлива на концентрацию оксидов азота при теплоизоляции стенок камеры сгорания. Актуальные проблемы современной экономики. – СПб.: СЗТУ, 2007. - С. 55-59.

Тезисы научных докладов:

1. Кадыров С.М., Арипджанов М.М., Агзамов Л. Исследование путей улучшения теплового баланса дизеля. Матер. Всесоюз. науч.-техн. конф. Тез. докл.- Ташкент. 1990. - С.18
2. Кадыров С.М., Арипджанов М.М., Мирахмедов А.А. Исследование теплонапряженности поршня с керамической накладкой. Матер. Междунар. науч.-техн. конф. Тез. докл.- Ташкент. 2000. - С. 25
3. Кадыров С.М., Арипджанов М.М., Исмаев Ж.Ф. Показатели дизеля с металлокерамическими деталями. Матер. Междунар. науч.-техн. конф. Тез. докл.- Москва. 2002. - С. 62-63
4. Арипджанов М.М. Исследование рабочего процесса в дизелях с теплоизолированной камерой сгорания. Междунар. симпоз. «Образование через науку», посв. 175-летию МГТУ им. Н.Э.Баумана. Тез. докл. Москва, 2005. - С. 389-390.
5. Арипджанов М.М. Некоторые результаты расчетно-экспериментального исследования теплового состояния поршня транспортного дизеля. Науч.-техн. конф. «2-е Луканинские чтения. Пути решения энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе». Тез. докл. Москва, МАДИ. 2005. - С. 41-42.

Соискатель _____

РЕЗЮМЕ

диссертации Арипджанова Мадаминджана Марыповича на тему «НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ СНИЖЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК В БЫСТРОХОДНОМ ДИЗЕЛЕ И УЛУЧШЕНИЯ ЕГО ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК»

на соискание ученой степени доктора технических наук
по специальности 05.04.02 – «Тепловые двигатели»

Ключевые слова: дизель, теплонапряженное состояние, теплоизоляция, рабочий процесс, тепловыделение, многозонная модель, экономические и экологические характеристики.

Объекты исследования: одноцилиндровый быстроходный дизель, поршень, гильза, теплоизолирующие керамические детали.

Цель работы: разработка и практическая реализация научных основ создания транспортного дизеля с уменьшенными тепловыми потерями при использовании керамических теплоизолирующих деталей.

Методы исследования: в работе использованы теоретический и экспериментальный методы исследования. Теоретические исследования основаны на трехмерной модели теплонапряженного состояния гильзы и поршня, а также на однозонной и многозонной моделях рабочего процесса дизеля. Экспериментальные исследования проведены на одноцилиндровом быстроходном дизеле размерностью 96x120 мм и безмоторном тепловом стенде на базе современной зарубежной и отечественной измерительной аппаратуры.

Полученные результаты и их новизна:

- разработана технология изготовления теплоизолирующих частей из нитрида кремния для составных деталей дизеля, предусматривающая синтезирование порошка, измельчение и приготовление смеси, прессование и механическую обработку; получен оптимальный химический состав порошковой композиции Si_3N_4 — SiC — ZrO_2 — Y_2O_3 на основе нитрида кремния с высокими физико-механическими свойствами; установка изготовленных из данной порошковой композиции теплоизолирующих деталей на поршень и гильзу позволила снизить их общий температурный уровень и обеспечить более равномерное температурное поле;

- разработаны трехмерные модели для исследования теплонапряженного состояния базовой и теплоизолированных гильз и поршней с учетом реальных термических граничных условий со стороны рабочего тела;

- разработаны однозонная модель и алгоритм расчета рабочего процесса дизеля, предусматривающие изменение мгновенного коэффициента избытка воздуха в зависимости от закона топливоподачи и используемые в качестве основы для определения скорости тепловыделения;

- разработан расчетно-экспериментальный метод определения скорости тепловыделения в камере сгорания быстроходного дизеля, основанный на

использовании реальных индикаторных диаграмм, полученных экспериментально;

- получена полуэмпирическая формула для расчета локальной тангенциальной скорости вихревого движения заряда в зависимости от текущего радиуса цилиндра и частоты вращения коленчатого вала;
- предложена многозонная модель рабочего процесса в дизелях с непосредственным впрыскиванием, позволяющая получить значения локальных нестационарных температур газа в цилиндре и определить значения зональных и суммарных концентраций оксидов азота в зависимости от режимных и конструкторских факторов.

Практическая значимость:

- комплексное рассмотрение моделирования рабочего процесса и теплонапряженного состояния поршневых двигателей представляет собой инструмент, имеющий практическое значение для оценки возможностей и перспектив двигателей с уменьшенными тепловыми потерями;
- развиты расчетно-теоретические основы проектирования дизелей с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела, конверсии серийных дизелей на двигатели с уменьшенными тепловыми потерями;
- разработаны алгоритмы и программы, позволяющие реализовать математические модели и с достаточной для практики точностью решать задачи проектирования, доводки и модернизации как серийных, так и перспективных дизелей с уменьшенными тепловыми потерями;
- разработан метод экспериментального исследования теплонапряженного состояния поршня; создана экспериментальная установка с автоматизированным измерительным комплексом для исследования рабочего процесса быстроходных дизелей.

Степень внедрения и экономическая эффективность:

- разработанные технология изготовления теплоизолирующих частей из нитрида кремния для составных деталей дизеля, расчетно-экспериментальные методы исследования рабочего процесса дизеля, теплонапряженного состояния деталей цилиндро-поршневой группы, а также практические рекомендации по выбору регулировочных и конструктивных параметров при проектировании и создании дизелей с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела приняты к внедрению в АОЗТ «УзДЭУАвто», ООО «Самаркандский автомобильный завод» и АК «Узавтосаноат»;
- результаты диссертационной работы используются в учебном процессе в ТАДИ и МАДИ (ГТУ) при чтении лекций по курсу «Теория и конструкция ДВС».

Область применения: автомобилестроение, двигателестроение, научно-исследовательские работы.

Техника фанлари доктори илмий даражасига талабгор
Орипжонов Мадаминжон Мариповичнинг
05.04.02 - «Иссиқлик двигателлари» мутахассислиги бўйича
«ТЕЗЮРАР ДИЗЕЛДА ИССИҚЛИКДАН ЗҶЕРИЎИШНИ ПАСАЙТИРИШ
ҲАМДА УНИНГ ИҚТИСОДИЙ ВА ЭКОЛОГИК КЎРСАТКИЧЛАРИНИ
ЯХШИЛАШНИНГ ИЛМИЙ АСОСЛАРИ»
мавзусидаги диссертациясининг
ҚИСҚАЧА МАЗМУНИ

Калит сўзлар: дизел, иссиқликдан зўриқиш ҳолати, иссиқликдан ҳимоялаш, иш жараёни, иссиқлик ажралиб чиқиши, кўп зонали модел, иқтисодий ва экологик кўрсаткичлар.

Тадқиқот объектлари: бир цилиндрли тезюрар дизел, поршен, гильза, иссиқликдан ҳимояловчи керамик деталлар.

Ишнинг мақсади: иссиқликдан ҳимояловчи керамик деталлар қўллаб иссиқлик йўқотишлари камайтирилган транспорт дизелини яратишнинг илмий асосларини ишлаб чиқиш ва амалиётга жорий этиш.

Тадқиқот услуби: тадқиқотларни ўтказишда назарий ва экспериментал усуллардан фойдаланилди. Назарий тадқиқотлар поршен ва гильзанинг иссиқликдан зўриқиш ҳолатининг уч ўлчовли модели ҳамда дизел иш жараёнининг бир ва кўп зонали моделларига асосланган. Экспериментал тадқиқотлар 96x120 мм ўлчамли бир цилиндрли тезюрар дизел ҳамда моторсиз иссиқлик стендида чет эл ва ватанимизда ишлаб чиқарилган замонавий ўлчов аппаратлари базасида ўтказилди.

Олинган натижалар ва уларнинг янгилиги:

- дизелнинг йиғма даталлари учун нитрид кремнийли кукунни синтезлаш, майдалаш ва аралашма тайёрлаш, пресслаш ва механик ишлов беришни ўз ичига олган иссиқликдан ҳимояловчи деталларни тайёрлаш технологияси ишлаб чиқилди; нитрид кремний асосида юқори физик-механик хусусиятларга эга бўлган Si_3N_4 - SiC - ZrO_2 - Y_2O_3 кукунли композициянинг оптимал кимёвий таркиби олинди; ушбу кукунли композициядан тайёрланган иссиқликдан ҳимояловчи деталларни поршен ва гильзага ўрнатиш уларнинг умумий температура даражасини пасайтириб бир текис температура майдонини таъминлаш имконини яратди;

- ишчи жисм томонидан реал термик чегаравий шартларни ҳисобга олган ҳолда базавий ва иссиқликдан ҳимояланган поршен ва гильзаларнинг иссиқликдан зўриқиш ҳолатини тадқиқот қилиш учун уч ўлчовли моделлар ишлаб чиқилди;

- ҳавонинг оний ортиқлик коэффициентининг ёқилғи узатиш қонунига боғлиқ ҳолда ўзгаришини ҳисобга олган ҳамда иссиқлик ажралиб чиқиш тезлигини аниқлаш учун асос сифатида фойдаланиладиган дизел иш жараёнини бир зонали модели ва ҳисоблаш алгоритми ишлаб чиқилди;

- эксперимент йўли билан олинган реал индикатор диаграммалардан фойдаланишга асосланган тезюрар дизелнинг ёниш камерасида иссиқлик ажралиб чиқиш тезлигини аниқлашнинг ҳисоб-эксперимент методи ишлаб чиқилди;

- цилиндр радиуси ва тирсакли валнинг айланишлар частотасига боғлиқ ҳолда иш жисми уярма ҳаракатининг тангенциал тезлигини ҳисоблашнинг ярим эмпирик формуласи олинди;

- ёқилғи бевосита пуркаладиган дизеллар иш жараёнининг кўп зонали модели таклиф этилди. Ушбу модел цилиндрдаги газнинг локал ностационар температуралари қийматларини аниқлашга ҳамда азот оксидларининг зонал ва умумий қийматларини режим ва конструктив омилларга боғлиқ ҳолда ҳисоблашга имкон беради.

Амалий аҳамияти:

- поршенли двигателларнинг иш жараёни ва иссиқликдан зўриқиш ҳолатини моделлаштиришни комплекс ҳолда кўриб чиқиш, иссиқлик йўқотишлари камайтирилган двигателлар имконияти ва истиқболларини баҳолаш учун амалий аҳамиятга эга бўлган ёндошувни ифодалайди;

- иссиқлик йўқотишлари камайтирилган дизелларни лойиҳалаш ва оддий дизелларни иссиқлик йўқотишлари камайтирилган дизелларга ўтказишнинг ҳисоб-назария асослари ривожлантирилди;

- оддий ва иссиқлик йўқотишлари камайтирилган дизелларни лойиҳалаш, такомиллаштириш ва модернизация қилиш масалаларини амалиёт учун етарли даражадаги аниқликда ечиш ва математик моделларни жорий этиш имконини берувчи алгоритм ва дастурлар ишлаб чиқилди;

- поршеннинг иссиқликдан зўриқиш ҳолатини экспериментал тадқиқот қилиш методи ишлаб чиқилди; тезюрар дизелларнинг иш жараёнини тадқиқот қилиш учун автоматлаштирилган ўлчов комплексига эга бўлган экспериментал стенд яратилди.

Тадбиқ этиш даражаси ва иқтисодий самарадорлиги:

- ишлаб чиқилган дизелнинг йиғма деталлари учун иссиқликдан ҳимояловчи нитрид кремнийли қисмлар тайёрлаш технологияси, дизелнинг иш жараёни ва цилиндр-поршен гуруҳи деталларининг иссиқликдан зўриқиш ҳолатини ҳисоб-экспериментал тадқиқот қилиш методлари, ҳамда иссиқлик йўқотишлари камайтирилган дизелларни лойиҳалаш ва яратишда конструктив ва созлаш кўрсаткичларини танлаш бўйича амалий таклифлар «ЎзДЭУАвто» ЁТАЖ, «Самарқанд автомобил заводи» МЧЖ ва «Ўзавтосаноат» АК да жорий қилиш учун қабул қилинди;

- диссертация натижалари ТАЙИ ва МАЙИ (ДТУ) да ўқув жараёнига жорий этилган ва «Ички ёнув двигателларининг назарияси ва тузилиши» курсини ўқитишда қўлланилмоқда.

Қўлланиш соҳаси: автомобилсозлик, двигателсозлик, илмий-тадқиқот ишлари ва сеўув жараёни.

Summary

of the dissertation of ARIPDJANOV MADAMINDJAN MARIPOVICH
on the theme
“SCIENTIFIC BASES OF THE DECREASING HEAT LOADINGS IN THE
HIGHSPEED DIESEL AND IMPROVING ITS ECONOMIC AND
ECOLOGICAL CHARACTERISTICS”.
claiming for the scientific degree of a Doctor of Technical Sciences
on the speciality 05.04.02 – “Heat Engines”

Key words: diesel, heat pressured state, heat insulation, working process, heat discrimination, multizonned model, economic and ecological characteristics.

Objects of research: one-cylinder high-speed diesel, piston, socket, insulated ceramic parts.

Aim of research: working out and practical realization of the scientific bases of creating transport diesel with lowered heat losses under heat insulated ceramic parts.

Research methods: theoretical and experimental research methods have been used in this work. Theoretical research is established on both three-dimensional model of the heatstressed state of a socket and piston and one-zonned and multizonned models of the diesel working process.

Experimental research has been carried out on one-cylinder highspeed diesel 96×120 mm size and engine-free heat stand on the basis of the modern foreign and domestic measuring devices.

Received results and their novelty:

- technology of making heat insulated parts from silicon nitride for the main parts of the diesel foreseeing synthesis of the powder, pulverization and preparation of the mix, pressing and mechanical treatment has been developed; the optimal chemical composition of the powder $\text{Si}_3\text{N}_4\text{--Si C--ZrO}_2\text{--Y}_2\text{O}_3$ on the basis of silicon nitride with high physical and mechanical characteristics has been worked out; setting of the heat insulated parts made from that powder composition on the piston and socket enabled to lower their common temperature level and give more even temperature field;

- three-dimensional models for investigation of the heatstressed state of the main and heat insulated sockets and pistons accounting real thermal limit conditions from the side of working body have been made;

- onezonned model and algorithm of the calculation of the diesel working process foreseeing change of the momentary factor of air excess depending on the law of fuel feed and used as the basies for defining the speed of heat discrimination have been developed;

- experimental calculation method of defining speed of head discrimination in the combustion chamber of the highspeed diesel, founded on usage of the real indicator diagrams got experimentally, has been elaborated;

- semiempirical formulae for the calculation of the local tangencial speed of the whirling movement of the charge depending on the running cylinder radius and frequency of the crankshaft rotation has been received;

- multizonned model of the working process in the diesels with the direct injection enabling to get meanings of the local nonstationary temperatures of the gases in the cylinder and to define the meanings of the zonal and total concentrations of the nitrogen oxide depending on regime and construction factors has been worked out.

Practical meaning:

- complex examination of the modelling the working process and heatstressed state of the piston engines presents an instrument having practical meaning for estimation of the possibilities and perspectives of the engines with the decreased heat losses;

- calculation theoretical bases of the designing diesels with the decreased branching of the heat from the working body, conversion of the serial diesels on the engines with the decreased heat losses have been developed;

- algorithms and programmers enabling to realize mathematical models and to solve the tasks of designing, finalization and modernization with the sufficient precision both for the serial and perspective diesels with the decreased heat losses have been worked out;

- method of experimental research of the heatstressed state of the piston has been developed; experimental unit with the automated measuring complex for examining of the working process of the highspeed diesels has been elaborated.

Inculcation and economic efficiency.

- developed technology of making heat insulated parts from silicon nitride for the main parts of the diesel, calculation experimental methods of investigation of the working process of the diesel, cylinder-piston group and practical recommendations on the choice of tuning and constructive parameters when designing and creating diesels with decreased branching of the heat from the working body have been taken for inculcation in CShS “UzDAEWOOAuto” and SLL “Autobile Plant of Samarkand”, ShC “Uzavtosanoat”;

- the results of the thesis are used in the teaching process at the Tashkent Automobile and Road Construction Institute and Moscow Automobile and Highways Institute when delivering lectures on “Theory and Construction of ICE”.

Field of applying: automobile construction, engine construction, scientific research.