

а правах рукописи

УДК 621.436

Кулешов Андрей Сергеевич

**РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА И ОПТИМИЗАЦИЯ
РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС**

05.04.02 - тепловые двигатели

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



Москва - 2011

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Патрахальцев Николай Николаевич,

доктор технических наук, профессор
Голубков Леонид Николаевич,

доктор технических наук, профессор
Девянин Сергей Николаевич.

Ведущее предприятие: ОАО Коломенский завод

НТБ МГТУ им. Н. Э. Баумана



1988098

Кулешов А.С. Развитие метод

Защита диссертации состоится "09" февраля 2012 г. в 14 часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 в Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д.2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд.947.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, МГТУ им. Н. Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан "___" _____ 201 г.

Ученый секретарь диссертационного совета, к.т.н., доцент

Тумашев Р.З.

2012

Общие по автореферату сокращения:

ДВС	-двигатель внутреннего сгорания;	ПП	- пристеночный поток;
PCCI	- Premixed Charge Compression Ignition;	ПДП	- противоположно движущиеся поршни;
CFD	- Computational Fluid Dynamic;	КС	- камера сгорания;
SMD	- Sauter Mean Diameter;	ОГ	- отработавшие газы;
HCCI	- Homogenous Charge Compression Ignition;	ЭПТ	- элементарная порция топлива

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В настоящее время разработка новых и совершенствование выпускающихся ДВС не представляется возможной без проведения расчетных исследований на ЭВМ. Особую актуальность математическое моделирование и компьютерная оптимизация ДВС приобретают в условиях ужесточения нормативов на вредные выбросы с ОГ, требованиями высокой удельной мощности и экономичности, когда объем и стоимость экспериментальных работ радикальным образом возрастают. Ведущими научными центрами проводятся широкомасштабные исследовательские работы по оптимальной организации рабочих процессов двигателей, включая алгоритмы управления топливной аппаратурой дизелей, которые обеспечили бы установленные законодательством нормативы вредных выбросов.

Ввиду дефицита необходимого программного обеспечения, позволяющего решать указанные задачи, исследования в настоящее время проводятся в основном экспериментально. Существующие расчетные методы и реализующие их программы для моделирования процессов в ДВС можно разделить на термодинамические и численные методы механики жидкости и газа или CFD. И те, и другие не позволяют на сегодняшний день в полной мере решать задачи оптимизации рабочих процессов ДВС из-за отсутствия в своем составе достаточно надежных методов расчета смесеобразования и сгорания в дизелях и недостаточного быстродействия. Последнее особенно относится к CFD программам, требующим огромных вычислительных ресурсов. Для решения практических задач необходимы быстродействующие компьютерные программы, позволяющие надежно моделировать происходящие в двигателях сложные процессы, влияющие на эмиссию вредных веществ и позволяющие проводить значительную часть исследовательских работ по оптимизации рабочих процессов ДВС на ЭВМ.

Цель работы состоит в развитии научных основ расчета поршневых двигателей, разработке на их основе универсальных математических моделей и прикладных программ для термодинамического расчета двухтактных и

четырёхтактных ДВС с уточненным рассмотрением процессов смесеобразования, сгорания и образования вредных веществ. Для достижения поставленной цели сформулированы следующие задачи исследования:

1. Разработать быстродействующие и универсальные алгоритмы расчета внутрицилиндровых процессов, процессов газообмена в двухтактных и четырёхтактных ДВС, математические модели совместного расчета поршневых ДВС и агрегатов наддува.

2. Разработать феноменологическую модель сгорания в ДВС с воспламенением от сжатия, позволяющую учитывать развитие топливных струй, взаимодействие их с воздушным вихрем, со стенками и между собой, учитывать произвольную форму камеры сгорания и движение поршня, многоразовое впрыскивание и рециркуляцию отработавших газов. Модель должна быть универсальной, т.е. учитывать как традиционные методы организации рабочих процессов ДВС, так и современные, направленные на радикальное снижение выбросов вредных веществ.

3. Проверить корректность математических моделей путем сравнения расчетных данных с результатами экспериментов. Разрабатываемые модели должны описывать разные режимы работы ДВС без перенастройки эмпирических коэффициентов.

4. Разработать методы многомерной оптимизации рабочих процессов ДВС и критерии одновременной оптимизации расхода топлива, выбросов твердых частиц и оксидов азота.

5. Разработать комплекс программ для моделирования и оптимизации рабочих процессов ДВС с удобным пользовательским интерфейсом, системой контекстной справки, средствами для автоматизированного задания данных, облегчающими идентификацию математических моделей.

6. Применить разработанный комплекс программ для решения актуальных задач совершенствования дизелей.

Научная новизна работы заключается в выявлении особенностей протекающих в ДВС процессов, создании методов их описания и оптимизации, а также в результатах. В результате проведенных исследований были получены следующие новые научные результаты, выносимые на защиту диссертации:

1. Усовершенствована математическая модель смесеобразования и сгорания в дизеле, предложенная Н.Ф. Разлейцевым. Развитие модели позволило расширить область ее применения, учесть важные влияющие факторы и упростить процесс идентификации:

а) учтено взаимодействие топливной струи и ее пристеночного потока с воздушным вихрем, имеющим разные профили;

б) учтены: переносное влияние вихря, движение поршня, произвольный профиль камеры сгорания, боковое расположение распылителя, произвольная направленность каждого соплового отверстия;

в) дополнительно рассмотрены зоны пересечения пристеночных потоков соседних струй, наличие которых затягивает процесс сгорания.

2. Модифицировано уравнение А.С. Лышевского для расчета дальности топливных струй, что позволило обеспечить его применимость, как для среднеоборотных дизелей, так и для современных высокооборотных двигателей.

3. Разработана методика расчета периода задержки самовоспламенения в дизеле, которая позволяет рассчитывать период задержки как для обычных двигателей, так и для двигателей с высокой рециркуляцией ОГ, многократным впрыскиванием и большим опережением начала топливоподачи.

4. Разработан алгоритм расчета параметров газа в открытой термодинамической системе на основе решения системы разностных уравнений баланса массы, энергии и уравнения состояния, который позволяет сократить время расчета рабочего цикла в 5 раз.

5. Разработан и апробирован алгоритм расчета газообмена четырехтактных и двухтактных двигателей, базирующийся на концепции среднестатистического цилиндра, учете нестационарности течения в клапанных каналах, учете теплообмена в каналах и коллекторах, учете зависимости коэффициента расхода окон от перепада давления и направления течения, а также на применении гипотез о полном перемешивании, послойном вытеснении и замыкании. Алгоритм позволяет рассчитывать газообмен в двухтактных и четырехтактных ДВС с высокой точностью и быстродействием.

6. Уточнена математическая модель образования сажи в цилиндре дизеля, учтены концентрация кислорода в процессе сгорания и изменение среднего диаметра капель топлива в процессе впрыскивания, что позволило повысить точность расчета.

7. В разработанную программу расчета рабочего процесса ДВС внедрена двухзонная модель образования оксидов азота по детальному кинетическому механизму, что позволяет проводить расчет эмиссии NOx в двигателях, как с традиционной, так и с современной организацией рабочего процесса, характеризующейся большой рециркуляцией ОГ и многократным впрыскиванием.

8. Проведены расчетные исследования, которые показали, что форма КС оказывает существенное влияние на рабочий процесс среднеоборотных дизелей только на режимах полной мощности, причем глубокие КС предпочтительны для нефорсированных дизелей, а мелкие - для высокофорсированных.

9. Разработаны математические модели и программные средства, которые позволяют расчетным путем оптимизировать законы управления топливной системой с электронным управлением, формируя на каждом режиме работы свою стратегию многократного впрыскивания. Разработка такого алгоритма управления для дизеля 12ЧН 18/20 показывает возможность сниже-

ния расхода топлива на всех режимах тепловозной характеристики до 15 г/кВт ч и снижения эмиссии NOx в 2,5 раза.

Достоверность и обоснованность научных положений работы обуславливаются использованием общих уравнений гидродинамики, теплофизики и термодинамики, обоснованностью допущений, принятых при введении упрощенных физических и математических моделей, а также согласованием расчетных результатов с экспериментальными данными.

Практическую ценность работы представляют следующие новые методы, уравнения, разработки:

1. Впервые в России создан программный комплекс для исследования, проектирования и многопараметрической оптимизации двигателей внутреннего сгорания: двухтактных и четырехтактных, бензиновых, газовых и дизельных с различными схемами турбонаддува. Программный комплекс имеет систему контроля исходных данных, встроенную контекстную справочную систему, включая руководство пользователя, средства для быстрого задания данных, в том числе эмпирических коэффициентов расчетных методик, а также программу визуализации развития топливных струй в камере сгорания дизеля.

2. Разработанный программный комплекс для исследования и оптимизации ДВС позволяет удаленным пользователям работать с ним через Интернет.

3. Предложен вид целевой функции для многопараметрической оптимизации рабочего процесса дизеля, направленной на одновременное снижение эмиссии оксидов азота, твердых частиц и расхода топлива.

4. На основе проведенных расчетных исследований разработаны рекомендации по совершенствованию рабочих процессов перспективных двигателей производства ОАО "Пензадизельмаш" и ОАО "Звезда".

Реализация результатов работы имела место на МПО "Мотор" (г. Уфа); ОАО "Коломенский завод" (г. Коломна); ОАО "Горьковский Автозавод" (г. Н.Новгород); ОАО "КамАЗ" (г. Набережные Челны); ОАО "ЗИЛ" (г. Москва); ОАО "Заволжский моторный завод" (г. Заволжье); ОАО "Владимирский завод" (г. Владимир); ОАО "Алтайский завод прецизионных изделий" (г. Барнаул); ОАО "РУМО" (г. Н.Новгород); Istituto Motori-CNR (г. Неаполь, Италия); Aumet OY (г. Хельсинки, Финляндия); FT Engineering AB (г. Вастерлянда, Швеция); ОАО "Пензадизельмаш" (г. Пенза); АО "Людья-Сатурн" (г. Москва); PTL Powertrain Technology Ltd (г. Шорам-Бай-Си, Великобритания); Loremo AG (г. Мюнхен, Германия); Roos Diesel Analysis (г. Виспел, Нидерланды); WDL Ltd (г. Брайтон, Великобритания); Tandofer Inf. Kft (г. Кескемет, Венгрия), Heinzmann (Шенау, Германия), ОАО "Звезда" (г. С-Петербург); Centre for Energy Research Newcastle University (г. Ньюкасл, Великобритания). В МГТУ им. Н.Э. Баумана с 1999 г. разработанный программный комплекс используется в учебном процессе.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на ежегодных научно-технических конференциях МГТУ и МАДИ; на юбилейной научно-технической конференции "165 лет МГТУ им. Н.Э. Баумана" (Москва, 1995); международном научно-практическом семинаре "Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС" (Владимир, ВГУ, 1997); научно-технической конференции "Двигатели внутреннего сгорания XXI века" (С-Петербург, 2000); международной научно-технической конференции "Автомобильный транспорт в XXI веке" (Н.Новгород, 2003); международном симпозиуме "Образование через науку" (Москва, МГТУ, 2006); международных научно-технических конференциях: "Двигатель-97" (Москва, МГТУ, 1997), "Двигатель-2007" (Москва, МГТУ, 2007), "Двигатель-2010" (Москва, МГТУ, 2010).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 53 работы, в том числе статей и материалов конференций – 52 и 1 авторское свидетельство.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, выводов, списка литературы и приложений. Общий объем 236 стр., основного текста - 228 стр., приложений - 7 стр., имеется 97 рисунков, 20 таблиц, список литературы из 158 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность разработки быстродействующих методов расчета и оптимизации рабочих процессов ДВС и дана общая характеристика работы.

В первой главе проведен аналитический обзор существующего программного обеспечения по моделированию рабочих процессов в ДВС, проведен анализ требований, предъявляемых к расчетным методам, предназначенным для расчета и оптимизации рабочих процессов ДВС в современных условиях. Показано, что существующие термодинамические методы расчета рабочих процессов и численные методы механики жидкости и газа (CFD) не позволяют, на сегодняшний день, в полной мере решать задачи оптимизации рабочих процессов ДВС из-за отсутствия в своем составе достаточно надежных методов расчета смесеобразования и сгорания в дизелях и недостаточного быстродействия. Сформулированы цель работы и задачи исследования.

Во второй главе рассмотрены методы расчета параметров в цилиндрах и коллекторах поршневых двигателей, метод расчета образования сажи и описан подход к расчету эмиссии оксидов азота в современных двигателях; приведена методика совместного расчета поршневого ДВС и двухступенчатого агрегата наддува. Параметры газа в открытой термодинамической системе рассчитываются из известной системы уравнений сохранения (1) для идеального, калорически несовершенного газа, которую предложено преобразовать в систему нелинейных алгебраических уравнений (2).

$$U_2 - U_1 = - \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV + \sum I_j^* + Q_x - Q_w; \quad G_2 - G_1 = \sum \Delta G_j; \quad p \cdot V = G \cdot R \cdot T. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} G_2 = G_1 + \sum \Delta G_j; \\ r_2 = \frac{G_1 r_1 + \sum \Delta G_j r_j}{G_2}; \\ \Delta G = G_2 - G_1; \\ \Delta r = r_2 - r_1; \\ V_2 = V_1 + \Delta V; \\ T_2 = T_1 + \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}; \\ p_2 = \frac{G_2 R_2 T_2}{V_2}, \end{array} \right\} \quad (2)$$

где: r_L - концентрация продуктов полного и совершенного сгорания в массе ΔG_j ; $p, T, t, V, U, I^*, Q_x, Q_w, R$ - давление, температура, К и температура, С, объем, внутренняя энергия, полная энтальпия, теплота от сгорания и теплота, отданная в стенки, а также газовая постоянная соответственно. Индексы 1 и 2 соответствуют началу и концу расчетного шага в термодинамическом процессе, индекс j указывает на источник массы и энтальпии. В системе уравнений (2) приняты следующие обозначения:

$$a = \frac{dC_V(r_2, t_1)}{dt} G_2; \quad b = G_2 \cdot C_V(r_1, t_1) + a \cdot t_1 + G_2 \frac{dC_V(r_1, t_1)}{dr} \Delta r + \frac{B}{2} G_1 + \frac{B}{4} \Delta G; \\ c = u_0(r_1) \Delta G + G_2 \frac{du_0}{dr} \Delta r + C_V(r_1, t_1) t_1 \Delta G + G_2 t_1 \frac{dC_V(r_1, t_1)}{dr} \Delta r + B \cdot G_1 \cdot T_1 + \\ + \frac{B}{2} T_1 \Delta G - Q_x - \sum I_j^* + Q_w; \quad B = \frac{R \cdot \Delta V}{V_1 + \Delta V/2},$$

где: u_0 - удельная внутренняя энергия газа при температуре $t = 0^\circ\text{C}$, C_V - средняя теплоемкость. Сравнение быстродействия различных методов на тестовой задаче расчета процесса адиабатного сжатия газа в поршневом компрессоре, показало, что представленный метод разностных уравнений (при одинаковой точности) превосходит, более, чем в 5 раз, наибо́льший из традиционных методов, основанных на решении системы дифференциальных уравнений.

Анализ применимости квазистационарного метода расчета газообмена по отношению к разным двигателям показал возможность его широкого применения при условии учета нестационарности течения в клапанных каналах путем использования для расчета скорости течения решения А.С. Орлина, полученного интегрированием уравнения движения. Скорость течения в конце канала в конце расчетного интервала времени W_L рассчитывается как:

$$W_L = \frac{(W_1 + W_0) \cdot \exp\left(\frac{W_0 \cdot \Delta \tau}{I_{cr}}\right) + (W_1 - W_0)}{(W_1 + W_0) \cdot \exp\left(\frac{W_0 \cdot \Delta \tau}{I_{cr}}\right) - (W_1 - W_0)}; \quad W_0 = \begin{cases} \sqrt{\frac{2k}{k+1}} R \cdot T_c & \text{IF } \frac{P_c}{P_r} \geq \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \\ \sqrt{\frac{2k}{k-1}} R \cdot T_c \left[1 - \left(\frac{P_r}{P_c}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] & \text{IF } \frac{P_c}{P_r} < \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \end{cases}$$

где: p_o , T_c – давление и температура газа в цилиндре, p_r – давление газа в выпускном коллекторе, W_1 – скорость в конце канала в начале расчетного интервала времени, l_{cr} – длина канала, W_o – скорость стационарного течения, $\Delta\tau$ – расчетный шаг по времени. Для расчета процесса газообмена в двухтактных ДВС использованы комбинации гипотез о послойном вытеснении и полном перемешивании – для прямоточных схем продувки, и о послойном вытеснении и замыкании – для петлевых схем. Показано, что такой подход в сочетании с ограничением максимальной скорости истечения $\lambda_L \leq (0.75 \dots 0.85)$, а также с учетом зависимости коэффициента расхода в окнах двухтактных ДВС от перепада давления, позволяет с высокой точностью моделировать процесс газообмена двигателей разной размерности и быстроходности, и, в том числе, получить расчетным путем наблюдаемый в экспериментах обратный перепад давления между цилиндром и выпускным коллектором в короткий период окончания свободного выпуска, рис. 1.

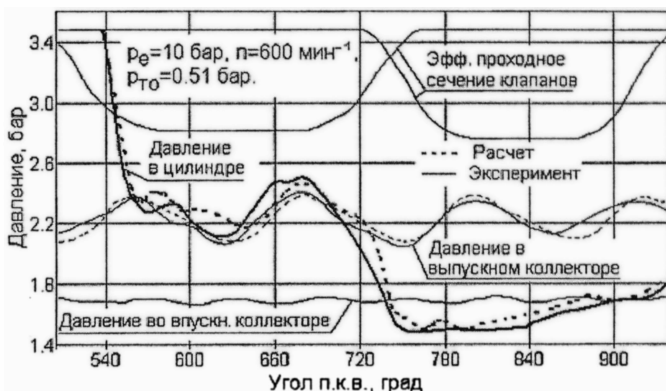
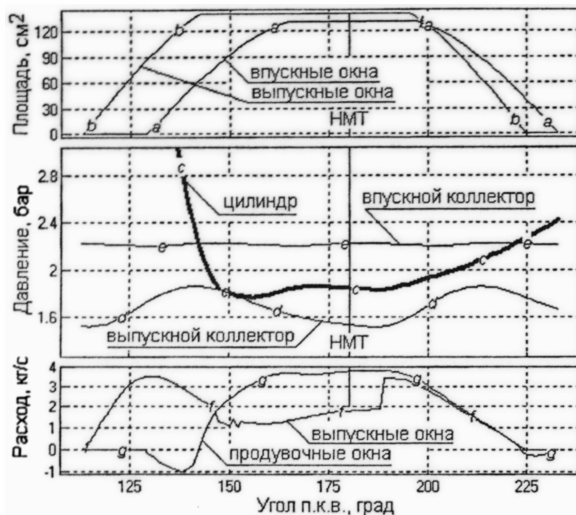


Рис. 1. Изменение давления в цилиндре, впускном и выпускном коллекторах дизеля 6ЧН30/38, (противодавление на выпуске $p_{то} = 0,51$ бар)

Для расчета коэффициента теплоотдачи в цилиндре используется формула Вошни, для коэффициентов теплоотдачи в коллекторах и каналах – формулы В.И. Ивина и Л.В. Грехова. Температуры стенок рассчитываются решением задачи теплопроводности многослойной стенки. Примеры результатов расчета газообмена двухтактных: 10Д100 (с ПДП) и 6ДКРН 74/160 (с прямоточно-клапанной продувкой) представлены на рис. 2 и рис. 3.

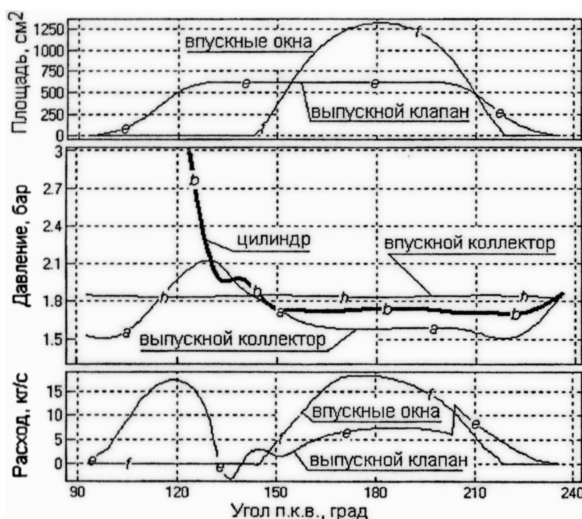
С помощью программы ДИЗЕЛЬ-РК, в которой реализована описанная методика расчета газообмена, компанией General Motors была выполнена серия расчетов рабочего процесса дизеля 4ЧН 8,2/8,2. Без перенастройки программы были выполнены расчеты 89 рабочих режимов двигателя на разных



Дизель 10Д100
(10ДН20,7/2х25,4)

$N_e=2200$ кВт,
 $n=850$ мин⁻¹

Рис. 2. Изменение эффективного проходного сечения окон, давления в цилиндре, впускном и выпускном коллекторах, а также расхода газа через впуск и выпуск двухтактного дизеля 10Д100



Дизель
6ДКРН 74/160

$N_e=7800$ кВт,
 $n=120$ мин⁻¹

Рис. 3. Изменение эффективного проходного сечения окон, давления в цилиндре, впускном и выпускном коллекторах, а также расхода газачерез впускные и выпускные окна двухтактного дизеля 6ДКРН 74/160

частотах вращения, с разной мощностью и разной степенью рециркуляции ОГ. Результаты расчета сопоставлены с результатами измерений. Сравнение расчетного и замеренного расхода воздуха представлено на рис. 4.

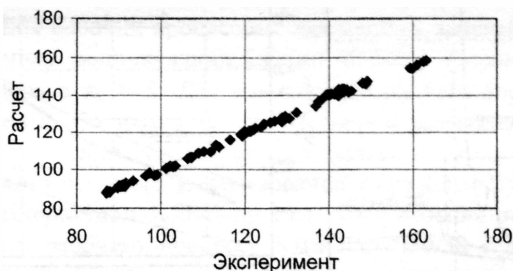


Рис. 4. Сравнение расчетного и замеренного расхода воздуха дизеля 4ЧН 8,2/8,2 для 89 рабочих режимов с разной мощностью и разной степенью рециркуляции ОГ (данные получены и предоставлены компанией General Motors)

Расчет эмиссии сажи строится на уточненной модели Н.Ф. Разлейцева, где предложено на участке впрыскивания и после его окончания использовать текущий средний диаметр по Заутеру вместо среднего d_{32} , принятого у Н.Ф. Разлейцева, а также ввести коэффициент окисления k_{O_2} в уравнение скорости выгорания сажи, который учитывает свойства топлива и текущее количество воздуха при сгорании каждой порции топлива при многократном впрыскивании. Коэффициент окисления рассчитывается по формуле:

$$k_{O_2} = 1,8 \left(1 - \left(1 - (\alpha - 1) \frac{\mu_0}{\mu_2} \right) x \right),$$

где: $\mu_0 = \frac{1}{0,209} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)$; $\mu_2 = \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{2} \right) + 0,791 \alpha \mu_0$; α – коэффициент избытка воздуха при сгорании; x – доля выделившейся теплоты; C, H, O – массовые доли углерода, водорода и кислорода в топливе.

На рис. 5 представлены результаты расчета эмиссии сажи безнаддувного дизеля Lombardini 15LD350 (1Ч 8,2/6,6), работающего по нагрузочной характеристике на частоте вращения 3600 мин^{-1} . Скорость впрыскивания этого дизеля была рассчитана на основании экспериментально замеренных диаграмм давления в топливном трубопроводе высокого давления и диаграмм подъема запорной иглы форсунки на пяти режимах нагрузочной характеристики. Экспериментальные данные предоставлены компанией Lombardini. Следует отметить, что расчет эмиссии сажи лишь по среднему за весь период впрыскивания диаметру капель без учета его резкого роста в начале и, особенно, в конце топливоподачи, а также принятие коэффициента окисления k_{O_2} постоянным, существенно ухудшает результаты расчета и не

позволяет добиться удовлетворительного согласования расчетных и экспериментальных данных.

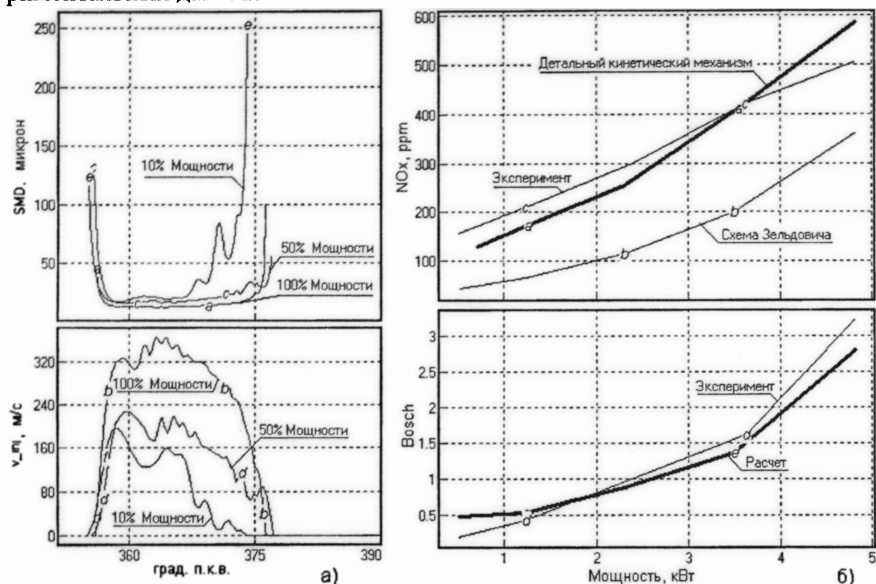


Рис. 5. Результаты расчета эмиссии сажи и NOx одноцилиндрового дизеля Lombardini 15LD350 (1Ч 8,2/6,6): а) средний диаметр капель по Заутеру (SMD) для уровней мощности 100% ($p_e=4,6$ бар), 50%, 10%; и соответствующие характеристики впрыска; б) изменение эмиссии сажи и NOx по нагрузочной характеристике

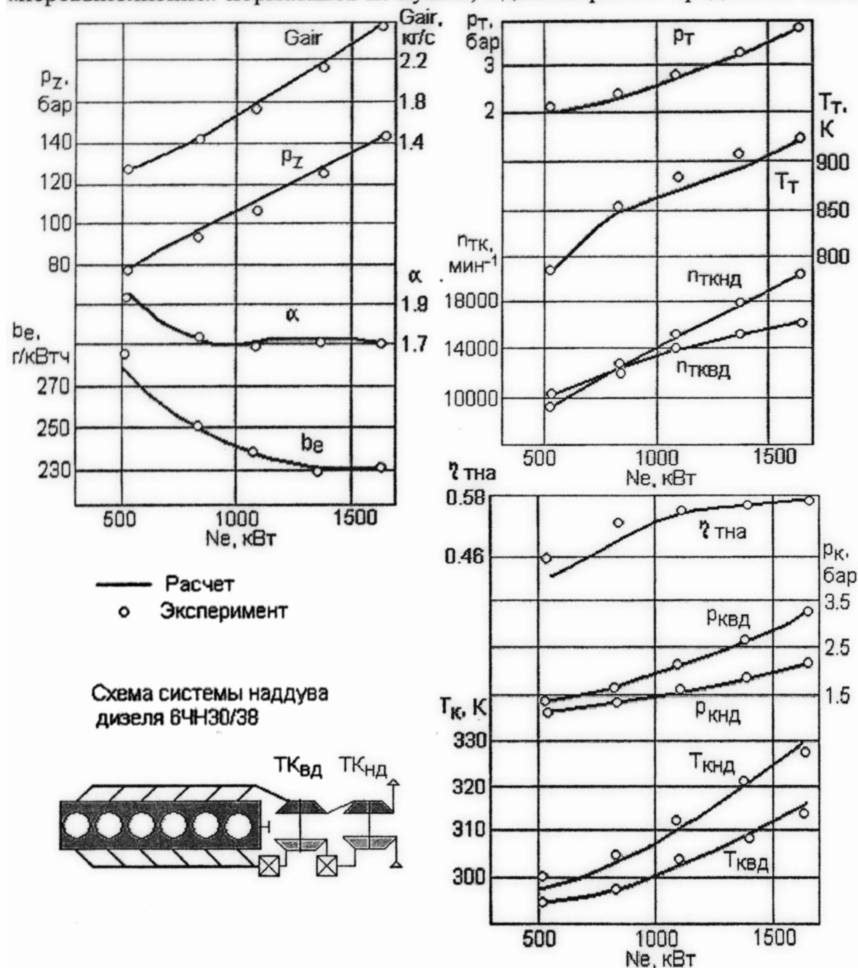
Для расчета эмиссии NOx применяется методика, учитывающая как оксиды азота, образующиеся по «термическому» механизму Зельдовича, так и «быстрые» оксиды азота, образующиеся непосредственно в зоне горения в результате связывания молекул азота углеводородными радикалами. Последнее особенно актуально для современных двигателей с многоразовым впрыскиванием топлива, двигателей с высокой рециркуляцией ОГ, а также для ДВС, работающих на альтернативных топливах. При этом используется детальный кинетический механизм, который включает в себя как реакции образования «термических», так и «быстрых» оксидов азота. Принято, что сгорание сложных углеводородов происходит в две стадии: 1- быстрый распад молекулы топлива на радикалы и молекулы с меньшим числом атомов (кинетика описывается 40 реакциями с участием 10 компонентов); 2 - более медленный процесс догорания, в котором используется неэмпирический детальный кинетический механизм сгорания метана. Кинетическая схема обра-

зования NOx при сгорании метана построена на основе кинетической схемы В.Я. Басевича, взятой из работ М.В. Бочкова и Л.А. Ловачева. Программа написана А.В. Козловым и М.П. Гириновичем. Результаты расчета в сравнении с экспериментальными данными представлены на рис. 5.

Организация рабочих процессов современных дизелей предусматривает высокую степень рециркуляции ОГ (до 40-50%) и применение двухступенчатого наддува с $\pi_k > 5$. Для совместного расчета поршневого ДВС с двухступенчатым свободным турбокомпрессором разработан итерационный алгоритм, использующий характеристики турбин и компрессоров ступеней высокого и низкого давления. Использование этого алгоритма позволяет рассчитывать характеристики КДВС при разных условиях эксплуатации. Результаты расчета рабочего процесса КДВС 6ЧН30/38 с двухступенчатым наддувом в сравнении с экспериментальными данными представлены на рис. 6. Экспериментальные данные получены и предоставлены ОАО Коломенский завод. Хорошее совпадение расчетных данных с результатами измерений по всей нагрузочной характеристике говорит о работоспособности приведенного алгоритма и возможности его использования для решения задач подбора агрегатов наддува к поршневому двигателю с целью формирования его эксплуатационных характеристик.

Исследовательская задача, связанная с поиском рационального сочетания сразу нескольких параметров двигателя может быть сформулирована как задача отыскания экстремума целевой функции (или функционала) от вектора независимых переменных: $Z_j(X_k)$, $k=1, n$; в пространстве решений $E(X_k)$, при наличии m ограничений типа неравенств $Y_i(X_k) > 0$, $i=1, m$. В вектор независимых переменных X_k могут входить: степень сжатия, опережение впрыскивания, диаметр, число и направленность сопел распылителя, форма камеры сгорания, интенсивность вихря, фазы газораспределения, параметры турбонаддува и пр.; ограничения $Y_i(X_k)$ включают в себя параметры, ограничивающие работоспособность ДВС. Поскольку теория нелинейного программирования не дает ответа на вопрос о том, какие методы лучше, а какие хуже, то для решения одной и той же задачи следует применять несколько поисковых методов и сравнивать результаты между собой. В библиотеку программы ДИЗЕЛЬ-РК заложены 14 алгоритмов оптимального поиска. Для учета ограничений применяется метод штрафных функций. Выбор целевой функции при минимизации выбросов вредных веществ сопряжен с определенными проблемами, ибо организация рабочего процесса ДВС с минимальными выбросами NOx будет существенно отличаться от той, что обеспечивает минимальную эмиссию твердых частиц и минимальный расход топлива. Поэтому в качестве функции цели рационально использовать комплексы суммарной эмиссии, в которых уравниваются разные составляющие, например, простейшим образом: $SE = \sqrt{NOx^2 + PM^2}$, или, как это сделано в

работax Montgomery и Reitz, или Desantes с соавторами. В связи с тем, что «перевыполнение» нормативов не нужно, в данной работе предложен такой



вид целевой функции, который способствует поиску минимума расхода топлива без превышения требуемых значений эмиссий:

$$SE = MAX\left(1, \frac{NOx}{NOx_0}\right)^{m1} + MAX\left(1, \frac{PM}{PM_0}\right)^{m2} + \frac{b_e}{b_{e0}}, \text{ где: } m1, m2 - \text{показатели степени,}$$

равные 1, если необходимо увеличить строгость ограничений, то эти показатели следует увеличить; PM и NOx – текущие значения эмиссии твердых частиц и оксидов азота, г/кВтч; b_e – удельный эффективный расход топлива, г/кВтч. Индекс « ρ » означает опорные значения эмиссий, определяемые отдельно в каждом случае в зависимости от законодательных нормативов и типа двигателя.

В третьей главе рассмотрены методы расчета сгорания в дизелях. Сформулированы требования к математическим моделям сгорания и проведен анализ существующих методик расчета, включая 3D методы и феноменологические методы разных авторов, построенные на зонных принципах разбиения дизельной струи. Сделан вывод о перспективности совершенствования модели Разлейцева в следующих направлениях: учет влияния вихря на траекторию движения струи и на развитие конфигурации пристеночного потока; учет движения поршня; учет произвольного положения распылителя и индивидуальной ориентации каждого из распыливающих отверстий. Кроме того, разрабатываемая модель сгорания в дизеле и программа, ее реализующая, должны быть адаптированы к процессам с многократным впрыскиванием, с высокой степенью рециркуляции ОГ, с РССИ и, в перспективе, с НССИ процессом. Степень детализации рассматриваемых процессов должна быть таковой, чтобы с помощью такой программы было можно решать вопросы оптимального конструирования топливной аппаратуры, профилирования формы камеры сгорания, управления топливоподачей, рециркуляцией ОГ и пр. Разработка такой модели сгорания является одной из задач настоящей работы. В данном автореферате приведено описание лишь авторского вклада в развитие и модификацию модели Н.Ф. Разлейцева, сама модель не приводится ввиду ограничения объема.

Для расчета расстояния от сопла до вершины топливной струи разработано большое количество эмпирических уравнений. Наибольшее распространение у нас в стране получили формулы В.И. Трусова – Л.М. Рябикина и А.С. Лышевского, а за рубежом – формула Higouasu и Arai. В данной работе зависимость длины струи от времени рассчитывается по эмпирическим модифицированным уравнениям А.С. Лышевского. В уравнениях используются безразмерные критерии:

$$We = U_{0m}^2 d_n \rho_f / \sigma_f; \quad M = \mu_f^2 / (\rho_f d_n \sigma_f); \quad \Theta = \tau_s^2 \sigma_f / (\rho_f d_n^3); \quad \rho = \rho_{air} / \rho_f, \quad (3)$$

где: U_{0m} – средняя скорость истечения из сопла форсунки, d_n – диаметр сопел, ρ_f – плотность топлива, ρ_{air} – плотность воздуха, σ_f – коэффициент поверхностного натяжения топлива, μ_f – коэффициент динамической вязкости топлива, τ_s – время от начала впрыскивания. Развитие свободной струи раз-

деляется на два основных участка: начальный и основной. Граница между участками обозначена l_g , а время развития струи до границы – τ_g :

$$l_g = C_s d_n W e^{0,25} M^{0,4} \rho^{-0,6}; \quad \tau_g = l_g^2 / B_s; \quad B_s = d_n U_{0m} W e^{0,21} M^{0,16} / (D_s \sqrt{2} \rho), \quad (4)$$

где: $C_s = 8,25 \div 8,85$, $D_s = 4,5 \div 5$ для условий цилиндра дизеля. Длина струи на начальном (индекс a) и основном (индекс b) участках рассчитываются с помощью уравнений: $l_a = A_s \mathcal{E}^{0,35} \exp[-0,2(\tau_s / \tau_g)]$; $l_b = B_s^{0,5} \tau_s^{0,5}$; (5)

а углы контура струй по уравнениям: $\gamma_a = 2 \text{Arctg}(E_s W e^{0,35} M^{0,07} \mathcal{E}^{-0,12} \rho^{0,5} e^{0,07 \tau_s / \tau_g})$; $\gamma_b = 2 \text{Arctg}(F_s W e^{0,35} M^{-0,07} \mathcal{E}^{-0,12} \rho^{0,5})$; $A_s = 1,22 l_g \mathcal{E}_g^{-0,35}$; $E_s = 0,932 F_s W e^{-0,03} \mathcal{E}_g^{0,12}$. (6)

Критерий $\mathcal{E}_g$ рассчитывается по уравнению (3) с подстановкой $\tau_s = \tau_g$, $F_s = 0,0075 \div 0,009$. Вид уравнения для l_b (5) аналогичен уравнениям, опубликованным в работах Куо, а также Hiroyasu и Arai. Уравнения (4) и (5) были получены А.С. Лышевским для дизелей с диаметром сопловых отверстий свыше 0,3 мм. Использование уравнений А.С. Лышевского для расчета дальнобойности струй в современных высокооборотных двигателях с меньшим диаметром сопел приводит к заметному занижению результатов. Чтобы сделать модель универсальной и приемлемой для дизелей с малым диаметром сопловых отверстий, для расчета D_s в данной работе предложено уточнение к уравнению (4), полученное путем обработки экспериментальных данных разных авторов по измерению дальнобойности струй при разных диаметрах сопел (от 0,11 до 0,27 мм) и разных давлениях впрыскивания (от 300 до 1200 бар), опубликованных в разных работах. Параметр D_s в уравнении (4) предлагается вычислять по формуле:

$$D_s = 14,21 / D_f; \quad D_f = \begin{cases} 2,9 & \text{if } d_n \geq 0,3 \\ 2,9(a \cdot d_n^3 + b \cdot d_n^2 + c \cdot d_n + d) & \text{if } d_n < 0,3 \end{cases}, \quad (7)$$

где: d_n – диаметр сопел, мм; $a = 9,749$; $b = 7,45$; $c = -7,21$; $d = 2,224$. На рис. 7 представлено сравнение экспериментальных данных и результатов расчета дальнобойности струй с использованием уравнений Hiroyasu и Arai, а также уравнений А.С. Лышевского: оригинального и модифицированного. Анализ данных рис. 7 показывает, что модифицированное уравнение А.С. Лышевского, с учетом формулы (7) лучше, чем другие, описывает зависимость протяженности топливных струй от времени при разных давлениях впрыскивания и диаметрах сопел. Контурные струи, рассчитанные по уравнениям (6) и (7) представлены на рис. 7 в сравнении с расчетными и экспериментальными данными разных авторов: а) рассчитанные Reitz и Bracco с помощью программы KIVA; б) полученные экспериментально Dan; в) рассчитанные Jung и Assanis по методу Hiroyasu и Arai; г) рассчитанные по уравнениям (6) и (7).

При наличии вихря в КС, струя смещается в тангенциальном направлении, как показано на рис. 8. Влияние вихря на смещение оси струи y и на деформацию поперечного сечения ядра струи y_3 и y_4 можно рассчитать, учитывая локальную тангенциальную скорость вихря W_t , зависящую от относи-

тельного радиуса $\bar{R}$: $W_i = \chi R_s f(\bar{R}) R n \pi / 30$, где: R_s – вихревое число, n – частота вращения коленчатого вала, R – текущий радиус, χ – коэффициент затухания вихря, зависящий от текущего угла поворота, $f(\bar{R})$ – профиль вихря, зависящий от способа продувки цилиндра. Характерные значения тангенциальной скорости вихря в функции от относительного радиуса для четырехтактных двигателей и двухтактных двигателей с прямооточной продувкой представлены на рис. 9. Затухание вихря вследствие потерь и влияние формы камеры в поршне на эпюру тангенциальной скорости заряда рассчитывается на основе уравнения сохранения момента количества движения методом, приведенным А.С. Хачияном, В.Р. Гальговским и С.Е. Никитиным

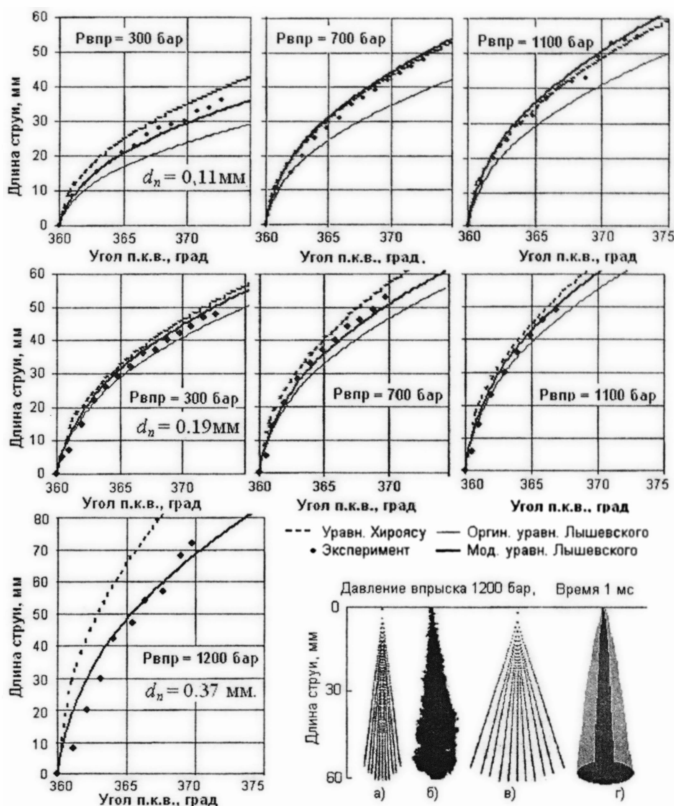


Рис. 7. Зависимость длины струи от угла п.к.в. вычисленная для разных диаметров сопел по уравнениям Hiroyasu и Лышевского; контуры струи для диаметра сопла $d_n = 0,2$ мм

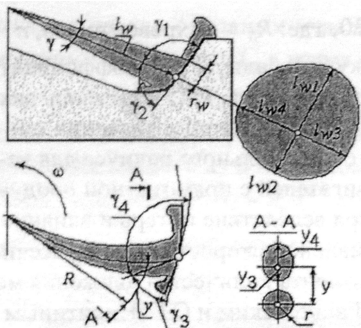


Рис. 8. Схема струи и ППТ в условиях тангенциального вихря

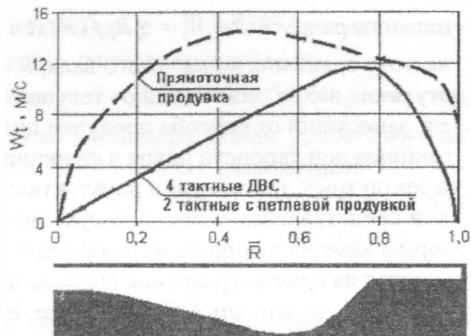


Рис. 9. Эпюры скорости тангенциального вихря для четырехтактных ДВС и для двухтактных дизелей с прямоточной продувкой

для четырехтактных двигателей. Расчет эпюры вихря для двухтактных двигателей с прямоточной продувкой построен по той же схеме, только с другим профилем скорости, полученным в экспериментальных работах А.С. Орлина, М.Г. Круглова, Nakagawa, Oda и др.

Тангенциальная скорость ЭПТ в направлении вихря U_t определяется по методу, опубликованному Ю.Б. Свиридовым, Л.В. Малявским и М.М. Вихертом:

$$dU_t/d\tau = A_{wt} W_t^{1,5}; \quad A_{wt} = 0,75 C \rho v^{0,5} d_{32}^{-1,5}, \quad (8)$$

где: $C \approx 2$ – эмпирический коэффициент, v – вязкость воздуха, d_{32} – средний диаметр каплей по Заутеру. Смещение оси струи из-за переносного влияния вихря на каждом временном шаге определяется как: $\Delta y = U_t \Delta \tau \cos \beta$, где: $\Delta \tau$ – шаг по времени, β – текущий угол между радиусом и осью струи в ее вершине. Деформация вихрем наветренной Δy_3 , и подветренной Δy_4 образующих ядра струи на каждом временном шаге рассчитываются как:

$$\Delta y_3 = -C_{30} A_{wt} (W_t - U_t) \Delta \tau \cos \beta; \quad \Delta y_4 = C_{40} A_{wt} (W_t - U_t) \Delta \tau \cos \beta, \quad (9)$$

где: $C_{30} \approx 0,2$ и $C_{40} \approx 1,6$.

Форма ППТ и скорость его растекания в различных направлениях зависят от угла встречи струи со стенкой γ_j , ($j = 1, 2, 3, 4$) (см. рис. 8) и влияния воздушного вихря. Углы встречи струи со стенкой γ_j рассчитываются с учетом переноса струи вихрем, движения поршня и формы камеры сгорания в районе соударения. Камера в поршне представляется как тело вращения, где образующая задается последовательностью точек с заданными координатами и соединенными отрезками. Протяженность ППТ в каждом направлении l_{wj} ($j = 1, 2, 3, 4$) без учета вихря определяется из соотношений, предложенных В.В. Гавриловым и Н.Ф. Разлейцевым:

$$l_{wj} = K_j B_{sw}^{0,5} \tau_w^{0,5}; \quad \tau_w = \tau_s - \tau_{sw}; \quad B_{sw} = [\phi / (l_{bmax} - l_w)]^2 / (\tau_{smax} - \tau_{sw}), \quad (10)$$

где: $\phi = 0,6$ – коэффициент потерь, τ_{sw} – момент времени встречи струи со стенкой, $\tau_{smax} = \tau_{inj} + (0,3 \div 0,5) 10^{-3}$ – время полного развития струи, с, l_{bmax} – максимальная длина струи при ее свободном развитии, l_w – расстояние, пройденное струей до стенки. На основании скоростной киносъемки развития струй в бомбе, имитирующей форму поршня, В.В. Гавриловым предложено следующее уравнение для расчета K_j при отсутствии вихря: $K_j = \sqrt{\sin \gamma_1 \sin \gamma_3} + 1,2(1 - \sin \gamma_j) - 2(\cos \gamma_j)^3$. При наличии тангенциального вихря длину образующей пристеночного потока в наветренном направлении ($j=3$) предлагается рассчитывать по эмпирическому уравнению: $l_{wj} = K_j B_{sw}^{0,5} \tau_w^{0,5} - 0,0008 A_{wt} \int W_i d\tau$. Скорость переноса вихрем подветренной образующей пристеночного потока U_p предлагается вычислять по уравнению: $dU_p/d\tau = 0,2 A_{wt} |W_i - U_p|^{1,5}$, а длина подветренной образующей ($j=4$) рассчитывается как: $l_{wj} = K_j B_{sw}^{0,5} \tau_w^{0,5} + \int U_p d\tau$.

Для визуализации результатов расчета развития струй и ПП, в рамках данной работы была разработана специальная программа: Fuel Spray Visualization. Представленные ниже изображения развития струй получены с ее помощью. Сравнение расчетных изображений развития струй и ПП с результатами киносъемки для тракторного дизеля: $S/D = 140/120$, $n=1800 \text{ мин}^{-1}$ представлены на рис. 10.

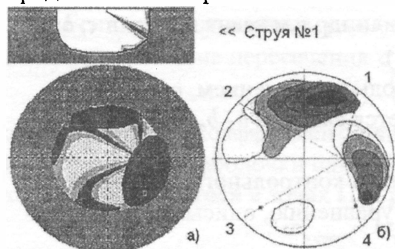


Рис. 10. Сравнение расчетных (а) изображений развития струй и ПП с результатами киносъемки (б)

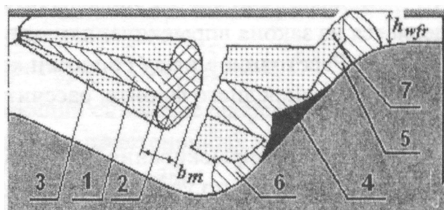


Рис. 11. Характерные зоны дизельной струи, предложенные Н.Ф. Разлейцевым

В оригинальной модели сгорания Н.Ф. Разлейцева струя впрыснутого топлива делится на 9 характерных зон, рис. 11. Каждая зона характеризуется своими условиями испарения и сгорания; и эти условия полагаются одинаковыми внутри данной зоны. Пока струя не коснулась стенки, рассматриваются только 3 характерные зоны: 1 – уплотненное осевое ядро; 2 – уплотненный передний фронт; 3 – разреженная оболочка. Негомогенный по струк-

туре, плотности и температуре ПП, образующийся после соударения струи со стенкой, разделяется на характерные зоны с приблизительно одинаковыми условиями тепло- и массообмена внутри каждой зоны по аналогии со свободной струей: 4 – осевое коническое ядро ПП; 5 – уплотненное ядро ПП на поверхности поршня; 6 – уплотненный передний фронт ПП; 7 – разреженная оболочка ПП. Если в процессе развития струи топливо попадает на зеркало цилиндра и на поверхность крышки цилиндра, то, наряду с упомянутыми, выделяются еще 2 соответствующие зоны. Если ПП соседних струй пересекаются, то в данной работе предложено выделять еще одну, десятую зону.

Толщина переднего фронта струи рассчитывается как:

$$b_m = A_m l F_s We^{0,32} M^{-0,07} \rho^{0,5}, \quad (11)$$

где: $A_m \approx 0,7$ – эмпирический коэффициент. Ниже приводится последовательность расчета распределения топлива в зонах в каждый момент времени τ_s (изменяющийся от 0 до $\tau_{s\max}$ с некоторым шагом):

1. Доля топлива впрыснутого в цилиндр σ_s определяется по характеристике впрыскивания: $\sigma = f(\tau)$.

2. Длина струи l для текущего момента времени τ_s рассчитывается по уравнениям (5).

3. Момент впрыскивания ЭПТ, заторможенной в переднем фронте на расстоянии l от сопла, определяется как: $\tau = \tau_s - \tau_m$, где τ_m определяется из: $l = U_o \tau_m / 3$. (12)

4. Доля топлива σ_t , впрыснутого в цилиндр в момент времени τ , определяется из закона впрыскивания: $\sigma = f(\tau)$.

5. Расстояние между соплом и контрольным сечением, расположенным позади переднего фронта, рассчитывается как: $l_k = l - b_m$ (см. рис. 11 и уравнение (11)).

6. Время впрыскивания ЭПТ, достигшей контрольного сечения струи τ_k , рассчитывается по уравнениям (12, 5) и уравнению, описывающему движение ЭПТ:

$$l_k = l_m \left[1 - \left(1 - \frac{\tau_k}{\tau_m} \right)^3 \right].$$

7. Доля топлива σ_k , впрыснутого в цилиндр в момент времени τ_k , определяется из закона топливоподачи: $\sigma = f(\tau)$.

Распределение топлива между зонами свободной струи рассчитывается шаг за шагом по следующим уравнениям:

- в ядре: $\sigma_{core} = (\sigma_s - \sigma_k)(1 - 0,1 l_k / l)$;

- во фронте: $\sigma_{front} = 0,8 (\sigma_k - \sigma_t) A$;

- в оболочке струи: $\sigma_{env} = \sigma_t + 0,2(\sigma_k - \sigma_t) + (\sigma_s - \sigma_k) 0,1 l_k / l$;

- в ПП: $\sigma_w = 0,8 (\sigma_k - \sigma_i)(1 - A)$, где: $A = 1$ перед соударением струи со стенкой и $A = 0$ после соударения.

Для расчета распределения топлива после соударения струи со стенкой Н.Ф. Разлейцевым предложено вводить дополнительное контрольное сечение $l_k = l_w$, чтобы определить долю топлива, распределенного в зонах ПП: в разреженной оболочке ПП $\sigma_{w\ env}$, в ядре ПП $\sigma_{w\ core}$ и во фронте ПП $\sigma_{w\ fr}$. Расчет этих параметров построен по тому же самому алгоритму.

- Если пятно ПП достигает короны поршня, то доля топлива в этой зоне σ_{crown} определяется соотношением:

$$\sigma_{crown} = \sigma_w V_{crown} / V_w. \quad (13)$$

- Если передний фронт ПП касается поверхности крышки цилиндра, как показано на рис. 11, то доля топлива осевшего на поверхности крышки σ_{head} определяется соотношением:

$$\sigma_{head} = \sigma_{w\ fr} V_{head} / V_{w\ fr}; \quad \sigma_{w\ fr} = \sigma_w - \sigma_{head}. \quad (14)$$

Условие попадания топлива на поверхность крышки цилиндра описывается соотношениями: $h_{w\ fr} = F_{sw} l_w We^{0,32} M^{-0,07} \rho^{0,5} > h_{clr}$, (15) где: $h_{w\ fr}$ – высота переднего фронта ПП (см. рис. 11), h_{clr} – текущий надпоршневой зазор, зависящий от текущего угла поворота, $F_{sw} \approx 1,5 F_s$.

Если ПП достигает зеркала цилиндра, доля топлива в зоне зеркала σ_{liner} определяется соотношениями:

$$\sigma_{liner} = \sigma_w V_{liner} / V_w; \quad C_{liner} = 1 - V_{liner} / V_w. \quad (16)$$

Если расположенные рядом пристеночные потоки пересекаются, то доля топлива в зоне пересечения σ_{cross} определяется как:

$$\sigma_{cross} = V_{cross} / V_w (\sigma_{wcore} + \sigma_{wfr} + A_{wenv} \sigma_{wenv}), \quad (17)$$

где: $A_{wenv} \approx 0,5$ – коэффициент, учитывающий снижение скорости образования разреженной оболочки из-за пересечения пристеночных потоков. Доли топлива, оставшегося в зонах ПП, рассчитываются как:

$$\begin{aligned} \sigma_{wcore} &= \sigma_{wcore} (1 - V_{cross} / V_w); \\ \sigma_{wfr} &= \sigma_{wfr} (1 - V_{cross} / V_w); \\ \sigma_{wenv} &= \sigma_{wenv} (1 - A_{wenv} V_{cross} / V_w). \end{aligned} \quad (18)$$

Суммарная доля топлива в ПП одной струи: $\sigma_w = \sigma_{wcore} + \sigma_{wfr} + \sigma_{wenv}$.

Объемы характерных зон: V_w , V_{crown} , V_{head} , V_{wfr} , V_{liner} , V_{cross} в уравнениях (13 – 18) рассчитываются, как объемы пространственных геометрических фигур, отсекаемые плоскостями или другими пространственными геометрическими фигурами от соседних. Громоздкие формулы для расчета пересечения пространственных фигур в целях упрощения здесь не приводят. Результаты расчета распределения топлива по зонам для различных дизелей представлены на рис. 12. Все расчеты выполнены с идентичными

значениями всех эмпирических коэффициентов. Если распылитель расположен не в центре камеры сгорания, или его сопла ориентированы не симметрично (рис. 12-а), то в этом случае каждая струя рассчитывается независимо, с тем, чтобы учесть особенности ее взаимодействия с вихрем, а также индивидуальные: время, место и угол столкновения со стенкой. Кадры *a*, *b*, *c* на рис. 12-а соответствуют разным углам поворота кривошипа, они иллюстрируют разные фазы соударения струй со стенкой. В компактной камере сгорания дизеля грузового автомобиля имеет место недостаток пространства для свободного развития ГП. Пересечение отдельных пристеночных потоков

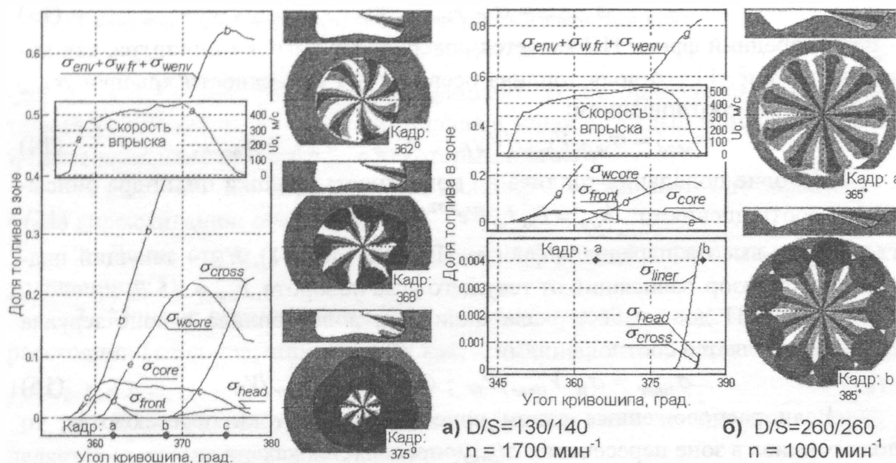


Рис. 12. Результаты расчета распределения топлива по характерным зонам: а) в камере сгорания дизеля ЯМЗ; б) в камере сгорания дизеля Д49

имеет место уже в середине периода впрыскивания, см. кадр *b*. Значительное возрастание доли топлива в зонах пересечения ГП имеет место в конце впрыскивания (см. рис. 12-а, кривая σ_{cross} и кадр *c*). Из-за этого негативного эффекта количество топлива в зоне разреженной оболочки становится меньше (см. кривую $\sigma_{env} + \sigma_{wfr} + \sigma_{wenv}$ на рис. 12-а), и скорость сгорания в этот период снижается. Если же распылитель расположен в центре КС и струи ориентированы симметрично относительно центра, как показано на рис. 12-б, то рассчитывается только одна струя. Далее, полученные результаты суммируются. Обычно, в среднеоборотных дизелях с камерой сгорания типа Гессельман струи имеют больше пространства для свободного развития, поэтому больше топлива распределяется в зонах с хорошими условиями смесеобразования и сгорания: во внешней разреженной оболочке и переднем фронте струи (см. кривую $\sigma_{env} + \sigma_{wfr} + \sigma_{wenv}$ на рис. 12-б).

Метод расчета периода задержки самовоспламенения должен позволять моделировать не только традиционные условия работы дизеля, но и условия с высоким (до 70%) уровнем содержания ОГ в свежем заряде. Он должен позволять учитывать отрицательные углы опережения впрыскивания или, наоборот, очень большие углы опережения впрыскивания (до 100 ... 120 град. до ВМТ), что характерно для РССИ, а также расчет задержек для каждой порции при многократном впрыскивании, когда топливо второй, третьей и последующих порций может быть подано в цилиндр после ВМТ с большой задержкой и в газовый заряд, содержащий значительную долю продуктов сгорания предыдущих порций. Эти специфические условия не позволяют использовать для расчета периода задержки самовоспламенения классические формулы в исходном виде. Для решения этой проблемы, в настоящей работе на основании анализа экспериментальных данных для разных двигателей, были получены соотношения, позволяющие рассчитывать период задержки для каждой порции топлива при многократном впрыскивании. Период задержки самовоспламенения τ_{ij} для каждой j -порции определяется с учетом изменения параметров заряда во время самой задержки двумя способами: либо методом интегрирования выражения (19), предложенного Livenood и Wu, либо пошаговым расчетом задержки от угла начала впрыскивания Θ_i до момента, когда угол начала сгорания $\Theta_c = \Theta_i + \delta n \tau_{ij}$ начнет увеличиваться. Период задержки в каждый момент времени предлагается рассчитывать как: $\tau_{ij} = \tau_{ii} C_i C_r$, где: τ_{ii} – период задержки самовоспламенения j -порции, полученный по модифицированной эмпирической формуле А.И. Толстова (20); C_i – коэффициент, учитывающий рост температуры во время периода задержки для j -порции; C_r – коэффициент, учитывающий концентрацию продуктов сгорания в цилиндре во время периода задержки j -порции.

$$\int_0^{\tau_{ij}} \frac{d\tau}{C_i C_r \tau_{ii}} = 1; \quad (19)$$

$$\tau_{ii} = 3.8 \cdot 10^{-6} (1 - 1.6 \cdot 10^{-4} n) \sqrt{\frac{T}{p}} \exp\left(\frac{E_a}{8.312 T} \cdot \frac{70}{CN + 25}\right); \quad (20)$$

$$\left\{ \begin{array}{ll} C_i = 1, & \text{if } x_i > 30; \\ C_i = -4 \cdot 10^{-7} x_i^3 + 5 \cdot 10^{-5} x_i^2 - 0.0032 x_i + 1.0832, & \text{if } x_i < 30; \end{array} \right\};$$

$$x_i = \frac{T_{\Theta} - T_{\Theta-1}}{1000} 6 n,$$

где: $E_a = 23000 \div 28000$ – условная энергия активации предпламенных реакций, кДж/кмоль; CN – цетановое число топлива; T и p – текущие температура и давление, МПа в цилиндре; n – частота вращения коленчатого вала; T_{Θ} и $T_{\Theta-1}$ – средние значения температуры в цилиндре в данный момент времени

и на предыдущем шаге (шаг расчета – 1 град п.к.в.). Зависимость $C_t = f(x_t)$ представлена на рис. 13-а. C_r рассчитывается как функция от доли стехиометрических продуктов сгорания r в объеме цилиндра во время периода задержки самовоспламенения. Зависимость $C_r = f(r)$ полученная путем обработки экспериментальных данных, опубликованных разными авторами, представлена на рис. 13-б.

Для учета влияния величины цетанового числа топлива, в формулу А.И. Толстова (20) добавлен элемент из уравнения Hardenberg и Hase, имеющего такую же структуру.

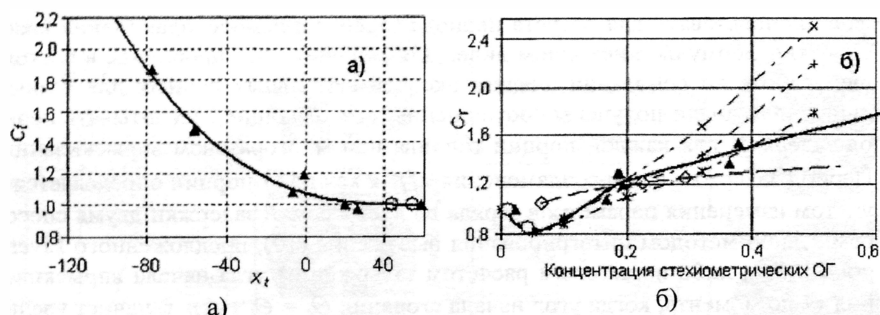


Рис. 13. Поправочные множители: а) C_t учитывает изменение T во время периода задержки самовоспламенения; б) C_r учитывает концентрацию продуктов сгорания. Обозначения: $\blacktriangle$ – Bakenhus и Reitz; $\diamond$ – Schneider, Stockli, Lutz, Eberle; $\circ$ – данные Коломенского завода; данные Kwon, Arai, Hiroyasu полученные в бомбе при температурах: $\ast$ – $T=700$ К; $\times$ – $T=773$ К; $+$ – $T=823$ К

Результаты расчета периода задержки самовоспламенения в сравнении с экспериментальными данными для различных дизелей для разных режимов представлены на рис. 14. Отличия между интегральным способом расчета по уравнению А.И. Толстова и пошаговым методом наталкивают на мысль использовать среднеарифметическую величину от двух результатов. При малых задержках оба способа дают практически идентичные результаты, хорошо совпадающие с экспериментом для разных двигателей, разных уровней форсирования и частоты вращения, а при больших задержках именно средняя арифметическая величина дает корректные результаты. Т.е. этот метод является достаточно универсальным, поэтому он и принят в дальнейшем.

Для расчета скорости испарения топлива используются допущения и уравнения, разработанные Д.Н. Вырубовым и распространенные Н.Ф. Разлейцевым для использования в условия характерных зон топливной струи. Для расчета констант испарения в зонах пристеночных потоков Н.Ф. Разлейцевым предложено использовать температуры близлежащих стенок T_{wi} в ка-

честве характерных температур этих зон: $T_{ki} = T_{wi}$. На основе опыта идентификации модели сгорания для разных двигателей, работающих на разных режимах, включая холодный пуск, в данной работе была разработана более точная зависимость для расчета температуры T_{ki} :

$$T_{ki} = \begin{cases} 550 & \text{if } T_{wi} \leq 400 \\ aT_{wi}^3 + bT_{wi}^2 + cT_{wi} + d & \text{if } 400 < T_{wi} < 700 \\ 700 & \text{if } 700 \leq T_{wi} \end{cases},$$

где: $a = 0,000000243$; $b = 0,001018$; $c = -0,8543$; $d = 709,555$.

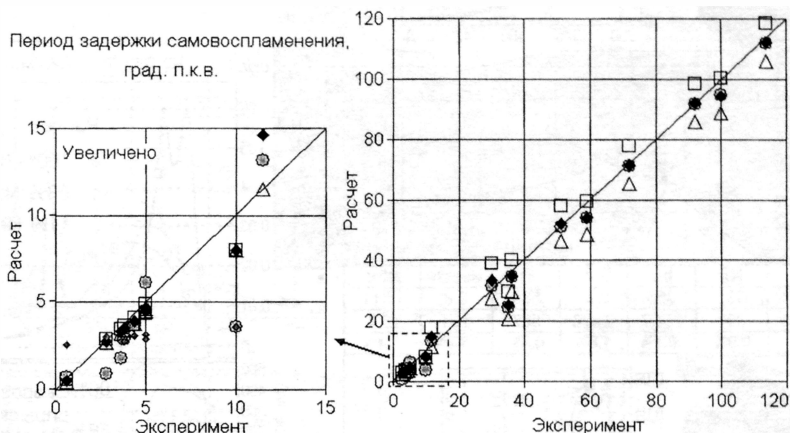


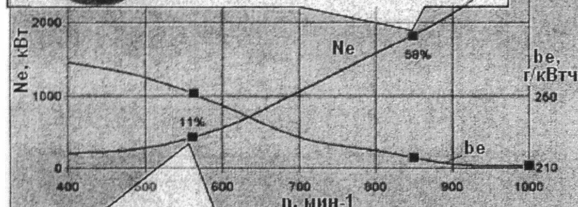
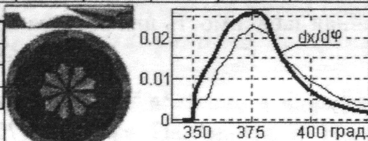
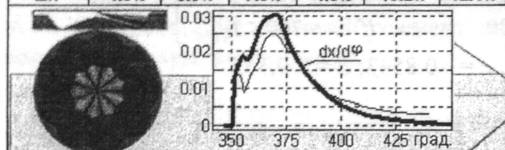
Рис. 14. Сравнение результатов расчета периода задержки самовоспламенения с экспериментальными данными.
Обозначения: $\square$ – пошаговый расчет по уравнению (20);
 Δ – интегральный расчет по уравнениям (19-20);
 $\blacklozenge$ – средняя величина от интегрального и пошагового методов;
 $\bullet$ – расчет по уравнению Мичиганского университета;
 $\blacklozenge$ – расчет по уравнению Hardenberg и Hase

В четвертой главе приведены примеры расчета тепловыделения и эмиссии вредных веществ в разных дизелях на разных режимах и сопоставление расчетных данных с экспериментальными. На рис. 15 представлены результаты расчета среднеоборотного тепловозного дизеля Д49 (16ЧН 26/26) при его работе по тепловозной характеристике с максимальным $p_e = 15,3$ бар при $n = 1000$ мин⁻¹. Таблицы, соответствующие каждому из режимов, показывают расчетные интегральные параметры дизеля в сравнении с результатами экспериментов и относительную погрешность расчета. Экспериментальные данные и характеристики впрыскивания предоставлены ОАО Коломенский завод.

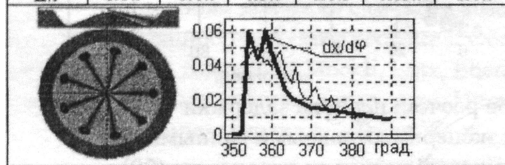
Среднеоборотный
тепловозный дизель Д49
(16 ЧН 26/26)

	Ne	be	G air	Tt	Bosch	NOx
Экспер.	2915	212	5.1	805	0.5	10.44
Расчет	2843	216	5.19	840	0.56	10.9
$\Delta\%$	-2.5%	1.9%	1.8%	4.3%	12.0%	4.4%

	Ne	be	G air	Tt	Bosch	NOx
Экспер.	1747	217	2.73	745	1.05	10.94
Расчет	1724	218.8	2.92	734	0.88	12.3
$\Delta\%$	-1.3%	0.8%	7.0%	-1.5%	-16.2%	12.4%



	Ne	be	G air	Tt	Bosch	NOx
Экспер.	331	255	0.91	565	0.8	13.11
Расчет	331	254.7	0.926	567	0.91	12.4
$\Delta\%$	0.0%	-0.1%	1.8%	0.4%	13.8%	-5.4%



— Расчет
— Эксперимент

Тепловыделение
на разных режимах

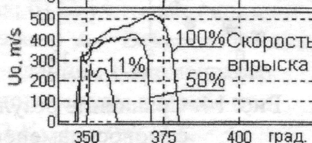
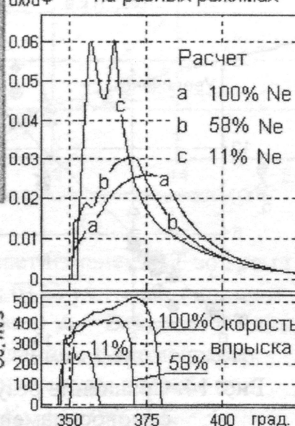


Рис. 15. Результаты расчета тепловозного дизеля Д49 (16ЧН 26/26)

Для проверки возможностей представленного расчетного метода в части расчета рабочего процесса дизеля с многократным впрыскиванием были проведены тестовые расчеты для двигателя Caterpillar 3401: $S/D = 165/137$ мм, распылитель: $6 \times 0,259 \times 125^\circ$, $\varepsilon = 16,5$, на режиме: $p_e = 10$ бар, $n=1600$ мин⁻¹. На этом двигателе исследовались различные стратегии многократного впрыскивания, различающиеся как по количеству порций: от 1 до 3, так и разными значениями угла опережения впрыскивания: от 12,5 град. до ВМТ до 6 град. после ВМТ. Эксперименты были проведены в университете Висконсин-Мэдисон (США). Параметры экспериментальной установки и результаты измерений опубликованы Bakenhus и Reitz. Расчетная модель была воссоздана на основании опубликованных материалов. Расчетные кривые скорости тепловыделения в сравнении с экспериментальными данными представлены на рис. 16 для всех семи стратегий впрыскивания.

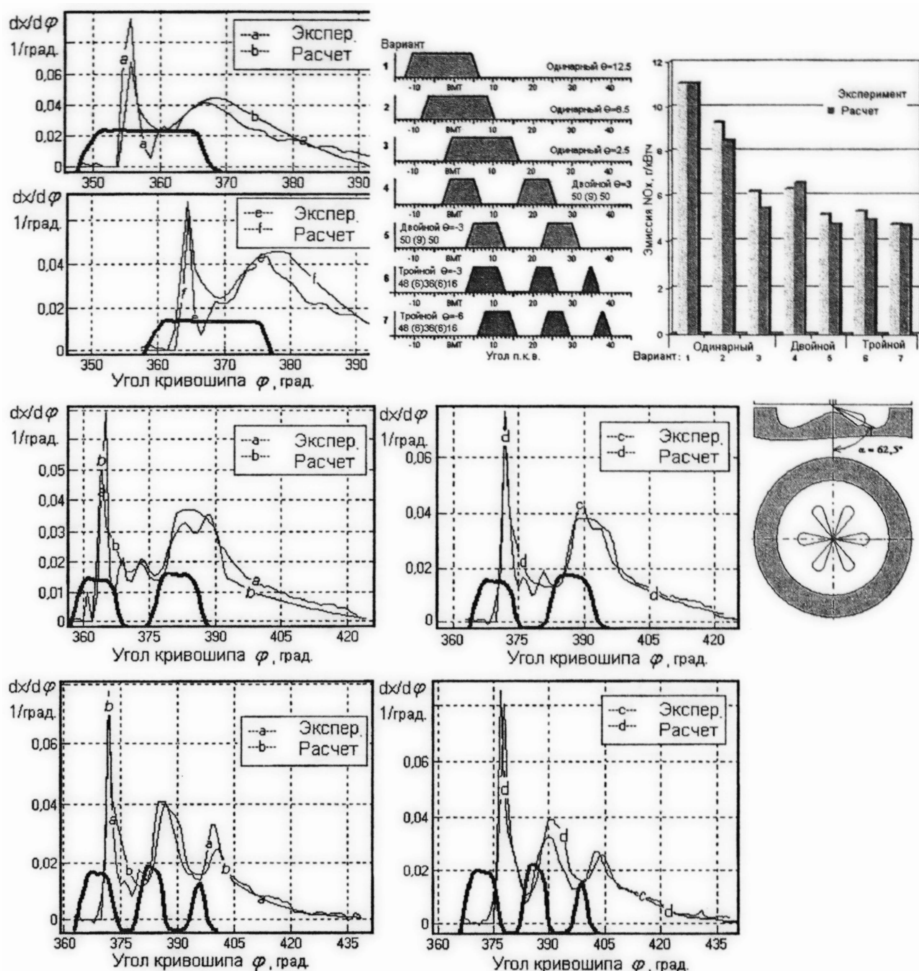


Рис. 16. Результаты расчета тепловыделения в дизеле Caterpillar при разных стратегиях впрыскивания с разным опережением топливopодачи

Одним из направлений снижения эмиссии оксидов азота в дизелях является применение PCCI процесса, когда одна или несколько пилотных порций подаются в цилиндр с большим опережением (до 140 градусов перед ВМТ). Несколько пилотных порций подаются для того, чтобы избежать попадания топлива на зеркало цилиндра. Задача оптимизации продолжительности подачи пилотных порций топлива может быть решена расчетным пу-

тем с помощью приведенной модели смесеобразования. Для иллюстрации возможности расчетной методики были проведены расчеты процесса смесеобразования и сгорания в дизеле Peugeot DW10-ATED4 ($D/S = 85/88$ мм) и номинальной частотой вращения $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$. На рис. 17 приведены результаты расчета смесеобразования и тепловыделения в указанном дизеле при тройном впрыскивании пилотных порций в сравнении с экспериментальными данными на режиме $n=2600 \text{ мин}^{-1}$, $p_e=8,54 \text{ бар}$, степень рециркуляции ОГ: 9.8%.

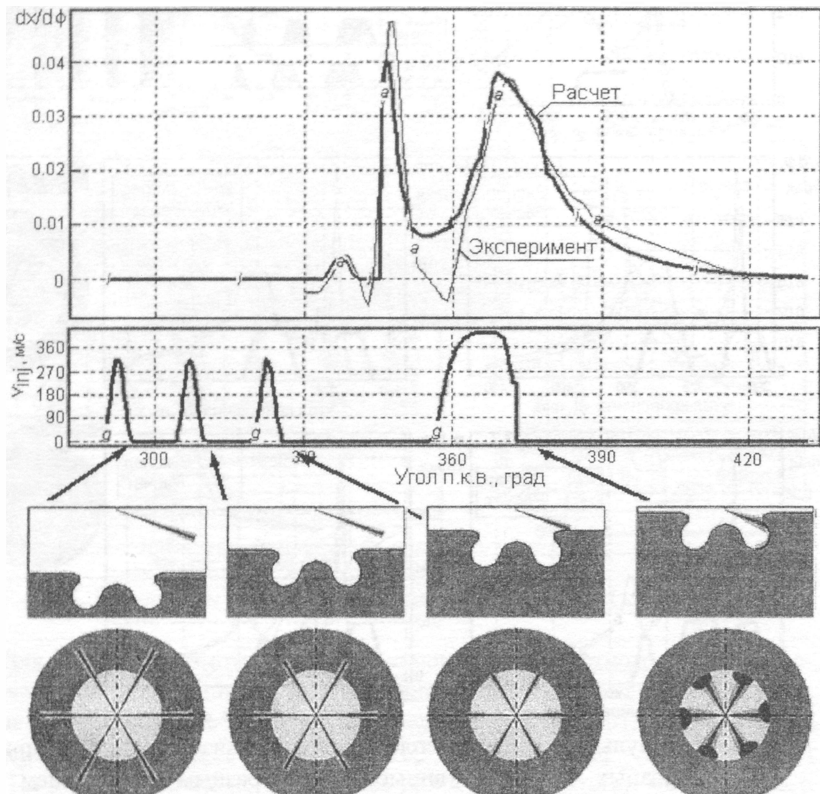


Рис. 17. Результаты расчета тепловыделения в дизеле Peugeot DW10-ATED4 с процессом PCCI: общая доля пилотных порций: 35%, $n=2600 \text{ мин}^{-1}$

На изображениях развития струй, соответствующих моментам окончания впрыскивания, видно, что струи первой и второй пилотных порций не достигают стенки зеркала цилиндра, струя третьей пилотной порции достигает поверхности поршня. В результате, $b_e=230 \text{ г/кВтч}$, $NO_x = 2,45 \text{ г/кВтч}$.

Сравнение расчетных и экспериментальных кривых скорости тепловыделения и эмиссии оксидов азота для всех примеров расчета показывает их хорошее согласование. Все результаты получены при идентичных значениях эмпирических коэффициентов. Последнее обстоятельство позволяет сделать вывод об универсальности представленной модели сгорания и возможности ее использования для проведения расчетных исследований процессов смесеобразования и сгорания, связанных с оптимизацией стратегии многофазового впрыскивания на разных режимах работы двигателя.

В пятой главе проведено расчетное исследование влияния формы камеры сгорания и угла в шатре распыливающих отверстий на параметры среднеоборотного дизеля Д50 (6ЧН 31,2/33).

Для полного и своевременного сгорания топлива необходимо обеспечить такое его распределение в камере сгорания, чтобы, с одной стороны, максимальное количество топлива было распределено в разреженной оболочке дизельной струи, где имеют место наилучшие условия для его испарения и быстрого сгорания, а, с другой – исключить или минимизировать попадание топлива в зоны с плохими условиями испарения, например, на стенку цилиндра или в зоны пересечения пристеночных потоков от соседних струй. Результаты расчетных исследований показывают, что решение этой задачи для среднеоборотных дизелей может лежать в русле двух разных концепций, в зависимости от уровня форсирования ДВС:

1. Для высокофорсированных дизелей предпочтительна мелкая КС, где струи попадают на стенку камеры в поршне под острым углом. При этом ПП развивается по поверхности поршня преимущественно в радиальном направлении и тормозится за счет высокой плотности заряда. Соседние струи не мешают друг другу, что позволяет увеличить количество сопловых отверстий и, за счет этого, сократить продолжительность топливоподачи, что вместе с уменьшением поверхности теплоотдачи обеспечивает рост КПД. Недостатком данной концепции является возможность попадания топлива на зеркало цилиндра, где оно не сгорает полностью и вызывает повышенный выброс углеводородов. (Данный эффект устраняется применением жарового кольца и сокращением продолжительности впрыскивания.)

2. Для малофорсированных дизелей предпочтительна глубокая КС, где струи попадают на стенку камеры в поршне под углом, близким к прямому. Попадание топлива на зеркало цилиндра предотвращается самой формой КС. При этом ПП развивается по поверхности поршня в равной интенсивности, как в радиальном, так и в тангенциальном направлениях. При большой длительности впрыскивания соседние струи могут мешать друг другу, т.е. их ПП будут пересекаться, и в зоны пересечения попадет значительное количество топлива. Негативный эффект от пересечения пристеночных потоков становится заметным, если в зоны пересечения попадает более 10% топлива.

В шестой главе приведены результаты расчетной многопараметрической оптимизации параметров среднеоборотного тепловозного дизеля 12 ЧН 18/20. Одной из целей работы была оптимизация параметров топливоподачи с целью обеспечения эмиссии $\text{NO}_x < 6 \text{ г/кВт ч}$ по циклу "F" ISO 8178 и обеспечению минимального расхода топлива в условиях ограничения максимального давления в цилиндре: $p_z < 90 \text{ бар}$ и ограничения скорости нарастания давления величиной $dp/d\phi < 5 \text{ бар/град}$. Вначале была выполнена идентификация математической модели двигателя на всей тепловозной характеристике по экспериментальным данным завода Звезда. Далее для каждой из 8

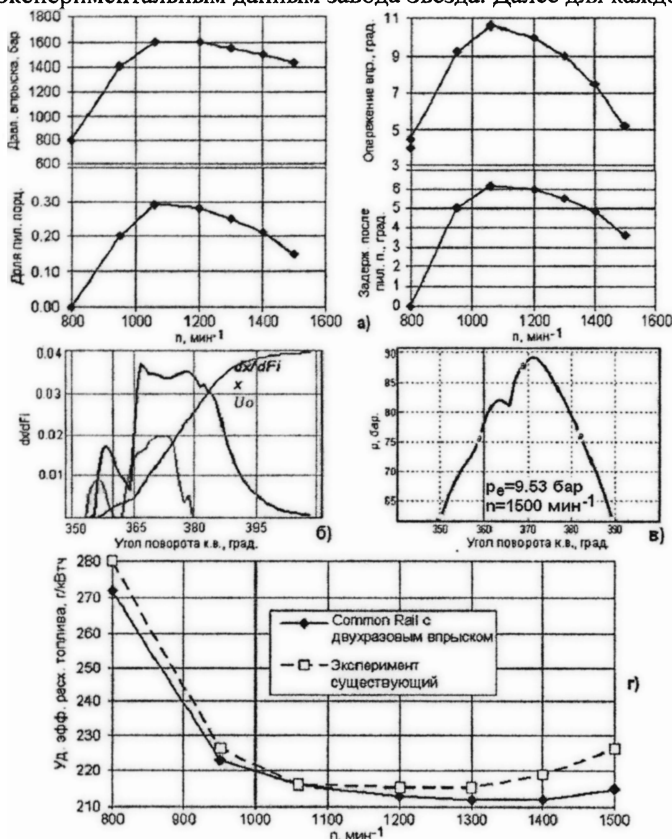


Рис. 18. Параметры дизеля М756 (12 ЧН 18/20), с электронной системой топливоподачи: а) параметры двухразового впрыскивания; б) скорость тепловыделения и характеристика впрыскивания U_o (100% N_e); в) индикаторная диаграмма (100% N_e); г) тепловозная характеристика

позиций контроллера выполнялась оптимизация рабочего процесса одновременно по 4 параметрам: степени сжатия ε , диаметру сопловых отверстий d_n , опережению Θ_i и давлению впрыскивания p_{inj} . В качестве функции цели выступал комплекс суммарной эмиссии SE . В результате многомерной оптимизации для режима полной мощности было получено решение, характеризующееся высоким давлением топливоподачи $p_{inj}=1580$ бар и малой величиной опережения впрыска $\Theta_i = 2$ град. до ВМТ. Это позволяет снизить расход топлива на 10 г/кВтч и эмиссию NOx в 2,5 раза, однако при этом ограничение по жесткости сгорания нарушается: $dp/d\phi = 8,22$ бар/град.

Дальнейшие оптимизационные исследования уже проводились для условий многофазового впрыскивания. В число независимых переменных были добавлены доля пилотной порции f_l и задержка между пилотной и основной порциями Θ_l . Оптимизация для полной мощности проводилась по 6 параметрам: $\varepsilon, d_n, \Theta_i, p_{inj}, f_l, \Theta_l$; для остальных позиций контроллера - по четырем (за вычетом ε и d_n). Полученные результаты показали, что применение двухфазового впрыскивания позволяет добиться на всей характеристике одновременного снижения расхода топлива и эмиссии NOx , а также скорости нарастания давления. Так, на режиме полной мощности $dp/d\phi = 3,9$ бар/град. Полученные в результате оптимизации параметры управления впрыскиванием и тепловозная характеристика представлены на рис. 18-а и 18-з; характеристики впрыскивания, тепловыделения и индикаторная диаграмма для режима полной мощности представлены на рис. 18-б и 18-в.

Суммарная эмиссия оксидов азота с учетом весовых коэффициентов по режимам цикла "F" ISO 8178 составляет:

$$NOx = \frac{0,25 NOx_{100\%} + 0,15 NOx_{35\%} + 0,6 NOx_{xx}}{0,25 Ne_{100\%} + 0,15 Ne_{35\%}} = 4,61 \text{ г/кВтч};$$

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В результате выполненной работы получено решение крупной актуальной проблемы разработки эффективных методов расчета и оптимизации рабочих процессов современных и перспективных ДВС.

В качестве наиболее существенных результатов работы можно назвать следующие:

1. На основе модели Н.Ф. Разлейцева разработана математическая модель смесеобразования и сгорания в дизеле, позволяющая учесть:

- взаимодействие топливной струи и ее ГП с воздушным вихрем, имеющим разные профили;

- движение поршня, произвольный профиль камеры сгорания, боковое расположение распылителя, произвольную направленность каждого соплового отверстия;

- пересечение пристеночных потоков соседних струй, наличие которых затягивает процесс сгорания;

- влияние температуры стенок КС, влияние режимных и масштабных факторов на процесс испарения топлива.

Развитие модели сгорания позволило расширить область ее применения, сделать более универсальной и упростить процесс идентификации; все режимы работы дизеля могут рассчитываться с идентичными эмпирическими коэффициентами.

2. Уточненное уравнение А.С. Лышевского для расчета дальнобойности топливных струй позволило обеспечить его применимость, как для среднеоборотных дизелей, так и для современных высокооборотных двигателей.

3. Разработанная методика расчета периода задержки самовоспламенения в дизеле позволяет рассчитывать период задержки, как для обычных двигателей, так и для двигателей с высокой рециркуляцией ОГ, многократным впрыскиванием и большим опережением топливopодачи.

4. Разработанный алгоритм расчета параметров газа в открытой термодинамической системе на основе решения системы разностных уравнений сохранения массы, энергии и уравнения состояния позволяет сократить время расчета рабочего цикла ДВС в 5 раз при более высокой точности. Разработанный и апробированный алгоритм и программа расчета газообмена четырехтактных и двухтактных двигателей, базирующиеся на основе концепции среднестатистического цилиндра и учета нестационарности течения в клапанных каналах с учетом теплообмена в каналах и коллекторах, с учетом зависимости коэффициента расхода окон от перепада давления и направления течения, а также с применением комбинаций гипотез о полном перемешивании, послойном вытеснении и замыкании, позволяют рассчитывать газообмен в двухтактных и четырехтактных ДВС с высокой точностью и быстродействием.

6. Разработанная универсальная методика и программа совместного расчета поршневого ДВС и агрегатов наддува различных схем позволяет прогнозировать характеристики двигателей и подбирать агрегаты наддува к ним, используя характеристики турбин и компрессоров.

7. Усовершенствованная математическая модель образования сажи в цилиндре дизеля, учитывающая концентрацию кислорода в процессе сгорания и изменение диаметров капель топлива в процессе впрыскивания, позволяет увеличить точность расчетов эмиссии сажи.

8. Внедрение в разработанную программу расчета рабочего процесса ДВС двухзонной модели образования оксидов азота по детальному кинетическому механизму позволяет проводить расчетные исследования двигателей, как с традиционной, так и с современной организацией рабочего процесса, характеризующейся большой рециркуляцией ОГ и многократным впрыскиванием.

9. Разработанная методика и программа многопараметрической оптимизации с комплексом суммарной эмиссии для использования в качестве функции цели при оптимизации рабочих процессов дизелей позволяет радикально увеличить эффективность расчетных исследований, направленных на снижение выбросов оксидов азота и сажи.

10. На основании большого числа работ, выполненных для нужд промышленности, точность моделирования с помощью разработанных методик и программы подтверждена применительно к разным режимам работы двигателей разной размерности, быстроходности и конструкции, включая двухтактные с боковым расположением форсунок, двигатели с ПДП, двигатели с многоразовым впрыскиванием и процессом РССИ.

11. Проведенные расчетные исследования показали, что существенное влияние формы КС на рабочий процесс среднеоборотных дизелей имеет место только на режимах полной мощности, причем глубокие КС предпочтительны для нефорсированных дизелей, а мелкие - для высокофорсированных. В любом случае требуется оптимизация параметров топливоподдачи и конструкции распылителя, а также согласование их с формой камеры в поршне.

12. Разработанные математические модели и программные средства позволяют расчетным путем оптимизировать законы управления топливной системой с электронным управлением, формируя на каждом режиме работы дизеля свою стратегию многоразового впрыскивания, включая определение давления топлива, соотношение масс топлива в пилотной и в основной порциях, устанавливать общее опережение впрыскивания и задержку между порциями. Разработка такого алгоритма управления для дизеля 12ЧН 18/20 показывает возможность снижения расхода топлива на всех режимах тепловой характеристики до 15 г/кВт ч и снижения эмиссии оксидов азота в 2,5 раза.

Основные положения диссертации отражены в 52 публикациях, в том числе, в следующих:

1. Мизернюк Г.Н., Кулешов А.С. Методика расчета рабочего процесса КДВС на ЭВМ // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1986. – № 6. – С. 97-101.

2. Мизернюк Г.Н., Кулешов А.С. Методика расчета совместной работы четырехтактного дизеля и двухступенчатого агрегата наддува // Двигателестроение. – 1986. – № 7. – С. 9-11.

3. Kuleshov A.S. Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range // SAE Tech. Pap. Ser. – 2005. – № 2005-01-2119. – P. 1-16.

4. Kuleshov A.S. Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection // SAE Tech. Pap. Ser. – 2006. – № 2006-01-1385. – P. 1-17.

5. Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model and its application for Matching the Injector Design with Piston Bowl Shape // SAE Tech. Pap. Ser. – 2007. – № 2007-01-1908. – P. 1-17.

6. Kuleshov A., Mahkamov K. Multi-zone diesel fuel spray combustion model for the simulation of a diesel engine running on biofuel // Proc. Mechanical Engineers, Journal of Power and Energy. – 2008. – Vol. 222, Part A. – P. 309-321.

7. Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level // SAE Tech. Pap. Ser. – 2009. – № 2009-01-1956. – P. 1-21.

8. Kuleshov A.S., Kozlov A.V., Khamid Mahkamov. Self-Ignition delay Prediction in PCCI direct injection diesel engines using multi-zone spray combustion model and detailed chemistry // SAE Tech. Pap. Ser. – 2010. – № 2010-01-1960. – P. 1-18.

9. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле.
1. Расчет распределения топлива в струе // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2007. – Спец. вып. Двигатели внутреннего сгорания. – С. 18-31.

10. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле.
2. Расчет скорости тепловыделения при многократном впрыске // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2007. – Спец. вып. Двигатели внутреннего сгорания. – С. 32-45.

11. Кулешов А.С., Грехов Л.В. Расчетное формирование оптимальных законов управления дизелями на традиционных и альтернативных топливах // Безопасность в техносфере. – 2007. – № 5. – С. 30-32.

12. Козлов А.В., Кулешов А.С. Биодизельное топливо как возобновляемый источник энергии для транспорта // Безопасность в техносфере. – 2007. – №5. – С. 9-14.

13. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчёта сгорания в дизеле с многократным впрыском: расчёт распределения топлива в струе // Ползуновский вестник. – 2006. – №4. – С. 78–86.

14. Гришин Ю.А., Каримов А.Н., Кулешов А.С. Доводка элементов газозооудного тракта двигателей с помощью математической модели пространственного течения газа // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 1991. – № 4. – С. 39–43.

15. Гришин Ю.А., Зенкин В.А., Кулешов А.С. Расчетное исследование характеристик впускных окон двухтактных двигателей // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2007. – № 4. – С. 72-82.

16. Марков В.А., Кулешов А.С., Зенин А.А. Расчетные исследования показателей транспортного дизеля с несимметричным расположением форсунок // Грузовик. – 2009. – №9 – С. 12-21.