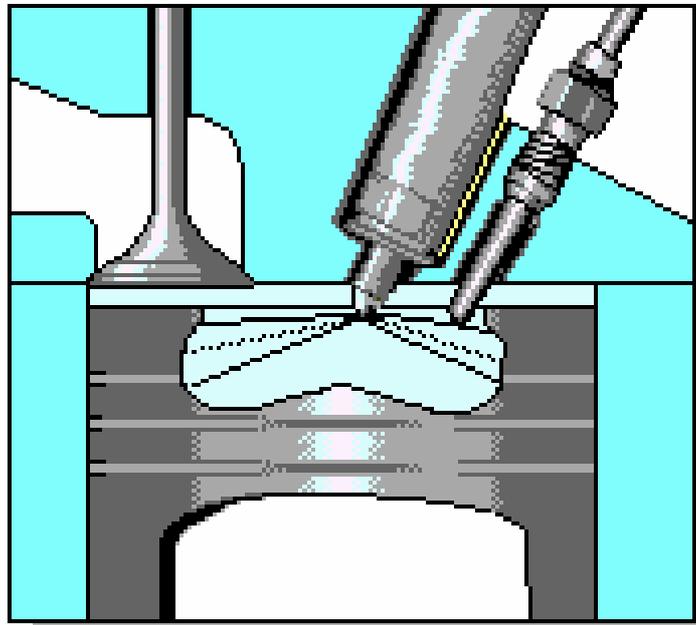


**А.С. Кулешов, Л.В. Грехов**

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ  
И КОМПЬЮТЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ  
ТОПЛИВОПОДАЧИ И РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**



МОСКВА  
2000

Московский государственный технический университет  
им. Н.Э.Баумана

**А.С. Кулешов, Л. В. Грехов**

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ  
И КОМПЬЮТЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ  
ТОПЛИВОПОДАЧИ И РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Москва

2000

УДК 621.436  
ББК 31.365

Кулешов А.С., Грехов Л. В. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. – М.: МГТУ, 2000. - 64 с.

В издании приведены сведения о математических моделях и программных комплексах для расчетов, исследований и оптимизации рабочих процессов комбинированных ДВС и различных типов аппаратуры для впрыска топлива в цилиндр. Программы являются результатом многолетней работы сотрудников кафедры “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н.Э.Баумана и основаны на их оригинальных научных разработках. Приведены иллюстрации использования программных комплексов для объектов отечественной промышленности. Издание является информацией по новым технологиям для специалистов в области двигателестроения, а также может быть полезно аспирантам и студентам.

Ил. 78. Библиогр. 42 назв.

ISBN 5-7038-1452-9

© МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2000

© А.С. Кулешов, Л.В. Грехов, 2000

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ОБЩИЕ ПО ТЕКСТУ СОКРАЩЕНИЯ	4
ПРЕДИСЛОВИЕ	4
1. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И КОМПЬЮТЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС	5
1.1. Программное обеспечение для моделирования рабочих процессов ДВС	5
1.2. Основные возможности программного комплекса ДИЗЕЛЬ-2/4т	8
1.2.1. Визуализация процесса смесеобразования: программа Fuel Jet Visualization (FJV)	12
1.2.2. Расчет смесеобразования и сгорания в дизеле	14
1.2.3. Расчет сгорания в бензиновых и газовых двигателях	18
1.2.4. Расчет эмиссии сажи	19
1.2.5. Расчет эмиссии оксидов азота. Оптимизация рабочего процесса тракторного дизеля с целью снижения вредных выбросов и расхода топлива	20
1.2.6. Расчет взаимодействия струй с воздушным вихрем и стенками	26
1.2.7. Влияние ориентации струй в камере сгорания на параметры ДВС	28
1.2.8. Сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными	30
1.2.9. Анализ результатов расчета смесеобразования разных дизелей	35
2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ВПРЫСК ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ	37
2.1. Исследование топливных систем произвольных конструкций	38
2.2. Графический редактор для генерации схемы топливной системы	39
2.3. Общая характеристика математической модели топливоподачи	40
2.4. Решения задачи о нестационарном течении в трубопроводе с использованием метода распада произвольного разрыва	40
2.5. Расчет газообразования в процессе топливоподачи	42
2.6. Учет нестационарного гидродинамического трения в нагнетательном трубопроводе	42
2.7. Запись и интегрирование уравнений граничных условий	44
2.8. Описание физических свойств топлив	44
2.9. Тепловые эффекты в процессе топливоподачи	45

2.10. Сопряженный расчет топливоподачи и динамики привода ТНВД	
46	
2.11. Аппарат оптимизации	48
2.12. Совместная оптимизация топливоподачи и рабочего процесса	
50	
2.13. Сервисная оболочка программного комплекса ВПРЫСК	50
3. ИЛЛЮСТРАЦИИ ПРИМЕНЕНИЯ ПК ВПРЫСК	52
3.1. Автоматическое регулирование опережения впрыска по частоте вращения вала ТНВД	52
3.2. Управление характеристикой впрыска в ТПА с механическими регуляторами	53
3.3. Насос-форсунка для интенсивного впрыска	
54	
3.4. Системы с замкнутым наддыгольным объемом	55
3.5. Топливная аппаратура с аккумулярованием утечек распылителя и разгрузкой ЛВД через наддыгольную полость	56
3.6. Дезаксиальный кулачковый механизм	
57	
3.7. Аккумуляторные системы с электронным управлением (Common Rail)	
57	
3.8. Использование ПК ВПРЫСК при создании системы диагностики технического состояния ТПА	59
3.9. Проектирование ТПА для впрыска угольных суспензий	
60	
3.10. Проектирование ТПА для впрыска газотопливных смесей	
61	
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	62

### ОБЩИЕ ПО ТЕКСТУ СОКРАЩЕНИЯ:

<b>ДВС</b>	-двигатель внутреннего сгорания;	<b>КС</b>	-камера сгорания;
<b>ЛВД</b>	-линия высокого давления;	<b>РП</b>	-рабочий процесс;
<b>ТПА</b>	-топливоподающая аппаратура;	<b>ПК</b>	-программный комплекс;
<b>ТП</b>	-топливоподача;	<b>ТНВД</b>	-топливный насос
<b>УОВ</b>	-угол опережения впрыска;		высокого давления;

### ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящем издании приведена краткая информация о разработках в области моделирования рабочего процесса и топливоподачи кафедры "Поршневые двигатели" МГТУ им. Н.Э.Баумана, возглавляемой проф. Н.А. Иващенко.

Эти разработки нацелены, с одной стороны, на создание средств для практической работы конструктора, исследователя, а с другой - основаны на авторских научных достижениях, обеспечивающих адекватное описание рассматриваемых процессов. Созданные на базе таких математических моделей программные комплексы (ПК) отличаются быстродействием, точностью, удобством организации численных экспериментов и анализа результатов, снабжены современным пользовательским интерфейсом,

специальными возможностями для визуализации сложных внутрицилиндровых процессов, гидравлических цепей и т.д.

Описан ПК ДИЗЕЛЬ-2/4т, предназначенный для математического моделирования и компьютерной оптимизации рабочих процессов 2 и 4-тактных ДВС бензиновых, газовых, дизельных ДВС с различными схемами турбонаддува. ПК ВПРЫСК предназначен для моделирования, параметрической и дискретной оптимизации топливных систем различных схем и конструкций для дизелей и ДВС с непосредственным впрыском бензина.

Описание ПК ВПРЫСК и ДИЗЕЛЬ-2/4т приведено в INTERNET, на сервере Московского государственного технического университета им.

Н.Э.Баумана, сайте кафедры “Поршневые двигатели”

<http://www.bmstu.ru/facult/em/em2/p01rus.htm>.

В настоящее время завершена работа по реализации удаленного доступа пользователей к описанным в этом издании ПК через INTERNET. Имея доступ к электронной почте, зарегистрированный пользователь может работать с этими программами на своем рабочем месте. Для получения необходимого программного обеспечения и инструкций следует послать заявку руководителю проекта: Кулешову Андрею Сергеевичу ([kuleshov@power.bmstu.ru](mailto:kuleshov@power.bmstu.ru)). Более подробную информацию об этом смотрите на сайте кафедры “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Почтовый адрес: 105005 Москва, 2-я Бауманская, 5, МГТУ, кафедра Э-2; Тел. (499) 263-68-41; (499)-265-78-92.

# 1. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И КОМПЬЮТЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС

## 1.1 Программное обеспечение для моделирования РП ДВС

В настоящее время во всем мире проектирование и доводка ДВС не мыслится без проведения математического моделирования и компьютерной оптимизации. Актуальность проведения таких работ все более возрастает с ужесточением нормативов, ограничивающих выбросы вредных веществ, требований экономичности и высокой удельной мощности. Предварительная расчетная проработка вопросов, связанных с совершенствованием рабочих процессов ДВС, топливной аппаратуры и систем воздухообеспечения позволяет существенно сократить объем дорогостоящих экспериментальных работ. При этом программное обеспечение должно позволять адекватно моделировать соответствующие процессы. Чем полнее математическая модель охватывает рассматриваемые физические процессы и корректнее их описывает, тем точнее и надежней может быть получен результат. Еще одним, очень важным свойством должно обладать программное обеспечение - возможностью решать сложные оптимизационные задачи. Недостаточно получить в расчете хорошее совпадение с экспериментом, необходимо найти эффективные пути совершенствования конструкции, отыскать оптимальные значения многих конструктивных факторов, по-разному влияющих на рабочий процесс, и, порой, приводящих к конфликтным ситуациям. Например, необходимо найти такое сочетание формы камеры сгорания и конструкции топливной аппаратуры, которое обеспечит одновременное снижение и расхода топлива и эмиссии NOx. Оптимизация одного, или даже двух параметров методом перебора зачастую не позволяет получить хорошего результата для задачи с большим числом влияющих факторов. Для повышения эффективности решения оптимизационных задач многие авторы используют формальные поисковые процедуры нелинейного программирования, которые позволяют вести оптимальный поиск в автоматическом режиме. Для реализации такой возможности ядро программы, реализующее математическую модель исследуемого процесса, должно обладать, помимо необходимой точности, еще и высоким быстродействием, т.к. при поиске оптимума приходится проводить расчеты многих сотен вариантов конструкции.

Разработка такого программного обеспечения подразумевает наличие большого научного потенциала и серьезных материальных затрат.

В настоящее время передовыми научными центрами интенсивно разрабатывается программное обеспечение для решения задач совершенствования рабочих процессов ДВС. Значительные усилия сосредоточены на развитии технологии Computational Fluid Dynamic (CFD), реализующей трехмерное моделирование течения газа и впрыскиваемого топлива в цилиндрах и коллекторах ДВС. В процессе расчета моделируются процессы испарения, сгорания и образования вредных веществ. Наибольшей популярностью пользуются программы: KIVA (Los Alamos); FIRE (AVL); VECTIS (Ricardo); STAR-CD (Computational Dynamics Ltd.). Программы позволяют моделировать развитие потоков газа и распыленного топлива в камере сгорания двигателя, движение пленок топлива, попавшего на стенки, поля температур и концентраций в рабочем объеме. Значительные усилия предпринимаются для расчета эмиссии сажи, NOx и CO. Однако утверждать, что эта задача решена, пока преждевременно. Достоверность результатов расчета не всегда удовлетворительна. Существенным недостатком CFD на сегодняшний день является

трудоемкость расчетов и необходимость использования суперкомпьютеров. Из опубликованных источников известно, что эксплуатация этих программ проводится на ЭВМ семейства Cray. Минимальная стоимость лицензии на эксплуатацию программы на одном рабочем месте составляет приблизительно 60 000 \$ за 3 года (программа FIRE). Подготовка данных квалифицированным специалистом для одного варианта расчета занимает до нескольких дней (5 - 15 и более дней для абсолютно нового двигателя). Время счета одного варианта: 30 и более часов. Говорить об использовании этих программ для инженерных оптимизационных расчетов пока преждевременно, т.к. в процессе оптимизации придется рассчитывать сотни вариантов конструкций.

Наряду с CFD традиционно существует и развивается другой подход - термодинамический или феноменологический, использующий 0 - и 1- мерные представления. Мировыми лидерами по популярности здесь являются программы BOOST (AVL), WAVE (Ricardo), GT-Power (Gamma Technologies). Из отечественных разработок, доведенных до коммерческого исполнения, следует назвать программы ИМПУЛЬС и ВОЛНА (ЦНИДИ), а также программу ДИЗЕЛЬ-2/4т (МГТУ им. Баумана). Первые, по нашим сведениям, в настоящее время не развиваются, последняя, напротив, активно совершенствуется. Конкурирующие между собой программы BOOST, WAVE и GT\_Power представляют собой весьма совершенные разработки: прекрасный пользовательский интерфейс, одномерные модели газообмена позволяют рассчитывать течение в разветвленных трубопроводах, оценивать неравномерность наполнения по цилиндрам, оптимизировать фазы газораспределения, подбирать агрегаты турбонаддува, настраивать трубопроводы. Для работы такой программы достаточно процессора Pentium. Время счета одного режима работы многоцилиндрового двигателя составляет приблизительно 20-40 минут (BOOST). Стоимость инсталляции программы на 1 рабочем месте на 3 года составляет по разным данным от 50 до 70 тысяч долларов США.

Для расчета смесеобразования и сгорания, эти программы используют методики базирующиеся на уравнениях предложенных еще в 1962 г. И.И.Вибе [16], или на более поздних, но аналогичных подходах. Именно моделирование смесеобразования и сгорания представляет собой основную проблему при разработке таких программ. В лучшем случае, в перечисленных программах применяются расчетные методы, каким-либо образом учитывающие характеристику впрыска и мелкость распыливания, среднее расстояние от сопел до стенки и турбулизацию заряда в КС. Прежде всего, имеется ввиду метод профессора Разлейцева Н.Ф. (ХПИ, Украина), опубликованный в 1980 г.[17]. Этот метод использовался в поздних версиях программы ИМПУЛЬС и ранних версиях программы ДИЗЕЛЬ\*, он позволяет расчетным образом исследовать влияние на скорость тепловыделения и на весь рабочий процесс, таких параметров как: степень сжатия, опережение и продолжительность впрыска, диаметр и число сопел распылителя, характеристика впрыска. Вопросы оптимального проектирования формы камеры сгорания, увязки направленности струй топлива с формой камеры в поршне и интенсивностью вихря, вопросы учета

---

\* Первая коммерческая версия программы ДИЗЕЛЬ была выпущена в начале 1992 года. Программа включала в себя самую современную по тем временам модель сгорания [17], встроенную программу оптимизации параметров ДВС. Она давала возможность расчета комбинированных ДВС с разными схемами наддува, имела дружественный пользовательский интерфейс. Программа не имела отечественных аналогов по удобству работы, скорости счета и функциональности.

взаимодействия струй топлива со стенками и между собой оставались открытыми. Но лишь до недавнего времени.

В настоящее время на кафедре "Поршневые двигатели" МГТУ им. Н.Э.Баумана разработана следующая версия ПК ДИЗЕЛЬ-2/4т, в которой реализован новый метод расчета смесеобразования и сгорания в дизелях. В основу метода легли уравнения, полученные профессором Н.Ф.Разлейцевым в начале 90-х годов. Этот метод позволяет рассчитать движение струй впрыскиваемого топлива в завихренном заряде камеры сгорания, развитие пристеночных потоков топлива в зависимости от условий соударения топливных струй со стенками и переносного влияния вихря, взаимодействие пристеночных потоков между собой. Метод показывает очень хорошее совпадение с результатами экспериментов, не требует специальной настройки и позволяет исследовать влияние на рабочий процесс различных параметров: формы камеры сгорания, направленности топливных струй, интенсивности вихря, диаметра и числа сопловых отверстий форсунки, характеристики впрыска. Модель сгорания дополнена методикой расчета эмиссии окислов азота и сажи. Все расчетные методы, вошедшие в ПК ДИЗЕЛЬ-2/4т прошли проверку на двигателях разной размерности, быстроходности и назначения: от маломерных с диаметром цилиндра 76 мм, до судовых с диаметром 740 мм.

Благодаря использованию целого ряда новаций, и, прежде всего, нового метода расчета сгорания, программа ДИЗЕЛЬ-2/4т позволяет решать принципиально новые задачи, непосильные для других программ. Это, прежде всего, задачи оптимизации процессов смесеобразования и сгорания (оптимизация процессов газообмена и турбонаддува была реализована еще в ранних версиях программы). В состав ПК включена программа визуализации процесса смесеобразования (Fuel Jet Visualization), которая отображает в виде мультфильма результаты расчета развития топливных струй и образованных струями пристеночных потоков. Использование этой программы облегчает проведение оптимального проектирования формы камеры сгорания и выбор направления топливных струй во всех плоскостях с учетом интенсивности вихревого движения заряда. Анализ наглядного изображения подвижной картины развития топливных струй при проведении компьютерной оптимизации смесеобразования позволяет контролировать количество топлива попадающего в характерные зоны КС, и добиваться его наивыгоднейшего распределения.

Наряду с достаточной детализацией рассмотрения процессов в ДВС, ядро программы ДИЗЕЛЬ-2/4т составлено таким образом, чтобы обеспечить максимальное быстродействие. Высокая скорость расчета позволяет с успехом применять программу для решения оптимизационных задач с использованием процедур нелинейного программирования, что радикальным образом увеличивает эффективность работы, снижая затраты времени на проведение численных экспериментов в десятки раз. Высокое быстродействие ядра программы позволяет использовать его для вычисления целевой функции и ограничений в зависимости от независимых переменных в каждом случае, когда того требует поисковая процедура оптимизации, что дает возможность отказаться от применения методов планирования эксперимента при поиске оптимума и тем самым существенно упростить работу. В настоящем издании приведены примеры решения задач оптимизации параметров дизелей по нескольким переменным. Целью оптимизации явились снижение расхода топлива, снижение эмиссии сажи и NO<sub>x</sub>.

## 1.2 Основные возможности программного комплекса ДИЗЕЛЬ-2/4т

Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-2/4т позволяет:

- - производить математическое моделирование рабочих процессов комбинированных ДВС: дизельных, бензиновых и газовых с искровым зажиганием, включая форкамерные, используя при этом различные модели сгорания: - от простейшей модели И.И.Вибе, до современных, построенных на расчете трехмерного движения топливных струй в завихренном заряде камеры сгорания дизеля;
- - осуществлять расчет различных режимов работы ДВС, прогнозировать скоростные, нагрузочные, высотные и другие характеристики 2 и 4-тактных ДВС, с различными схемами подключения коллекторов, преобразователей импульсов, турбин, компрессоров и охладителей наддувочного воздуха;
- - прогнозировать мощностные, экономические и экологические показатели двигателя при проведении различных конструктивных мероприятий, связанных с модернизацией топливной аппаратуры, формы камеры сгорания, организацией закрутки заряда, выбором фаз газораспределения и системы наддува;
- - исследовать влияние на работу комбинированного ДВС перепуска газов и воздуха, а также особенностей проточных частей турбин и компрессоров (имея характеристики проточных частей турбин и компрессоров, можно осуществить их оптимальный подбор к поршневому ДВС);
- - решать многофакторные задачи оптимизации рабочего процесса дизелей, бензиновых и газовых двигателей, используя для этого как метод сканирования (для двумерных задач), так и методы нелинейного программирования (для n-мерных задач): библиотека программы содержит 14 процедур оптимального поиска.

**Благодаря оригинальному алгоритму определения параметров газа в цилиндре и коллекторах, из системы разностных уравнений сохранения массы и энергии [18], математическая модель ДВС, заложенная в программный комплекс, превосходит по быстродействию лучшие аналоги в 5 раз.**

Комплекс ДИЗЕЛЬ-2/4т позволяет рассчитывать тепловыделение, эмиссию дыма и  $\text{NO}_x$  с учетом особенностей конструкции топливной аппаратуры, свойств топлива, мелкости распыливания, формы камеры сгорания, особенностей характеристики впрыска, направленности и динамики топливных струй, взаимодействия струй с воздушным вихрем и со стенками КС, причем учитываются условия развития пристеночных топливных потоков от каждой струи в условиях конической камеры сгорания, а также взаимодействие этих потоков между собой.

Комплекс ДИЗЕЛЬ-2/4т имеет специальную программу визуализации процесса сгорания Fuel Jet Visualization (FJV), которая позволяет шаг за шагом по ходу времени проследить полученное расчетом движение топливных струй и пристеночных потоков в камере сгорания с регистрацией количества топлива попавшего на крышку цилиндра, на зеркало, на поршень, а также оставшегося в уплотненном ядре струи и в разреженной оболочке. Использование этой программы позволяет оптимизировать ориентацию топливных струй в камере сгорания, добиваясь наивыгоднейшего распределения топлива по зонам камеры сгорания.

При расчете газообмена течение газа в каналах рассматривается как к нестационарное, моделируется взаимное влияние цилиндров друг на друга с учетом конструкции преобразователя импульсов. Учитывается зависимость свойств рабочего тела от состава и температуры. Для 2 тактных двигателей реализована воз-

возможность расчета петлевой, прямоточно-щелевой и прямоточно-клапанной схем газообмена.

В программе реализована **возможность совместного расчета поршневого ДВС и агрегатов наддува** [19] с учетом перепусков воздуха и газов, а также дополнительной камеры сгорания, что позволяет осуществлять подбор турбин и компрессоров, а также перепускных устройств для реализации наилучших характеристик КДВС в требуемом диапазоне эксплуатационных режимов.

Программный комплекс имеет **дружественный пользовательский интерфейс**.

Большое внимание при разработке программы уделялось удобству работы пользователя. Программа имеет встроенную многоуровневую систему диагностики входных данных, включая их проверку на совместимость. Это продиктовано тем, что в ПК заложены возможности расчета двигателей с разными схемами турбонаддува, разными системами охлаждения, работающих на разном топливе, на разных режимах и т.д. Сами исходные данные могут задаваться разными способами, регулируется полнота учета тех или иных явлений (можно учитывать характеристики турбин и компрессоров, можно задавать их параметры константами и т.д.). Для поддержки всего этого многообразия в программе организовано определение конфликтных ситуаций во входных данных, их диагностика и генерация соответствующих сообщений.

**Развитые сервисные возможности** оболочки ПК облегчают задание входных данных в режиме диалога, позволяют отображать результаты расчетов не только в табличной форме, но и в виде плоских и объемных графиков, а также изолиний (рис. 1-4).

Программный комплекс оснащен **системой встроенной контекстной помощи Help** которая позволяет пользователю получить справку о работе комплекса, информацию о входных и выходных данных, о назначении кнопок управления и другую информацию относящуюся к работе как в текущем пункте "меню", так и в любом другом.

Функция сканирования полей характеристик позволяет в наглядной форме **отображать зависимости параметров КДВС сразу от двух произвольно выбранных аргументов** в виде объемных графиков или семейств изолиний (рис. 3, 4).

ПК ДИЗЕЛЬ-2/4т **поддерживает работу с удаленными пользователями с помощью** коммуникационных возможностей **ИНТЕРНЕТ**. Имея адрес электронной почты и, как минимум, возможность подключения к ИНТЕРНЕТ по коммутируемой (телефонной) линии, Вы можете работать с программой на своем компьютере. Описание ПК приведено в сети на странице кафедры "Поршневые двигатели", на сервере Университета: <http://www.bmstu.ru/facult/em/em2/diesel/d11rus.htm>. Там же представлен перечень необходимых входных данных к ПК, описаны методики расчета, даны примеры решения различных исследовательских задач, изложен способ получения доступа к программе через ИНТЕРНЕТ.

Значительное внимание уделено проверке достоверности получаемых расчетных результатов. Программный комплекс прошел проверку на КДВС производства: Коломенский завод, ЗИЛ, ГАЗ, ВАЗ, КамАЗ, Владимирский тракторный завод, ХЗТМ им.Малышева, "БМЗ", Заволжский моторный завод, ЯМЗ, Алтайский моторный завод, Юждизельмаш, Свердловский турбомоторный завод, Уфимское НПО Мотор, а также на некоторых ДВС зарубежного производства. В той или иной конфигурации комплекс используется более чем на половине из перечисленных выше предприятий. В настоящем издании приведены примеры сравнения полученных

расчетных данных и результатов экспериментов по разным двигателям, как в части расчета процесса смесеобразования, так и в части расчета газообмена и т.д.; а также примеры проведения расчетных исследований и оптимизации.

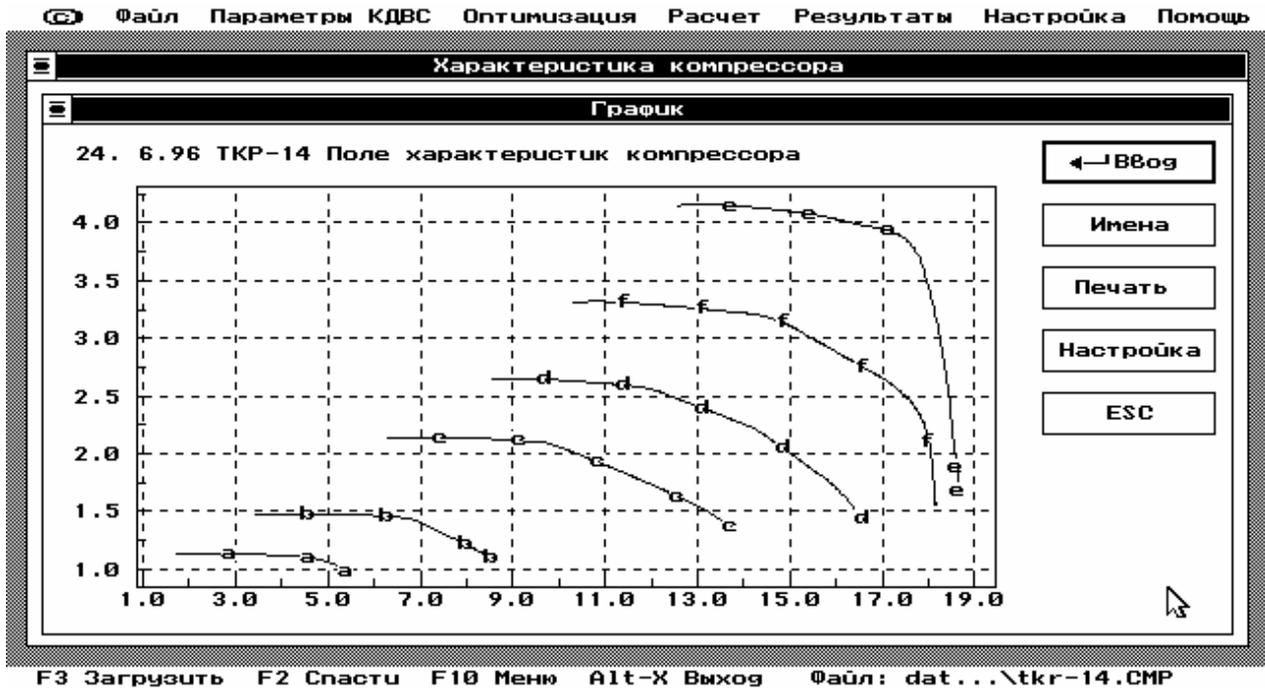


Рис.1. Графическое отображение результатов расчета поля характеристик центробежного компрессора.

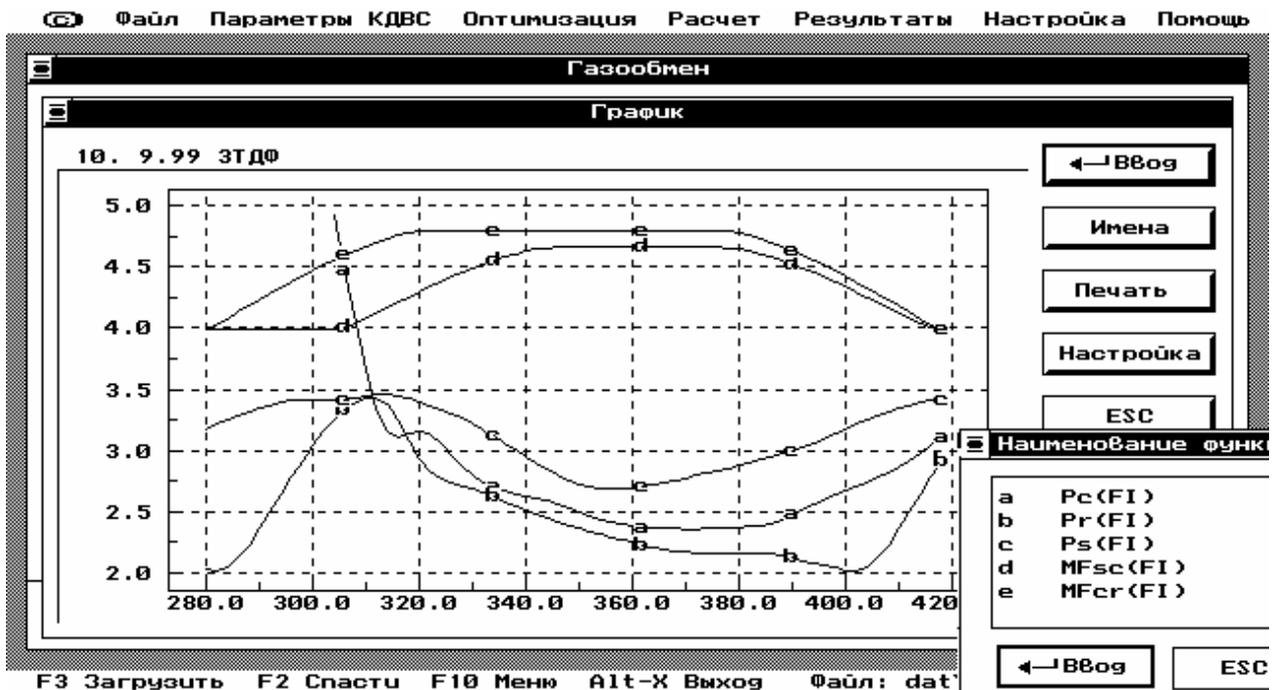


Рис.2. Графическое отображение результатов расчета рабочего процесса 2 тактного дизеля с прямоточно-щелевой продувкой. Изменение параметров во время газообмена. Обозначения: а - давление в цилиндре, б - давление в выпускном коллекторе, с - давление во впускном коллекторе, d - проходное сечение впускных окон, е - проходное сечение выпускных окон.

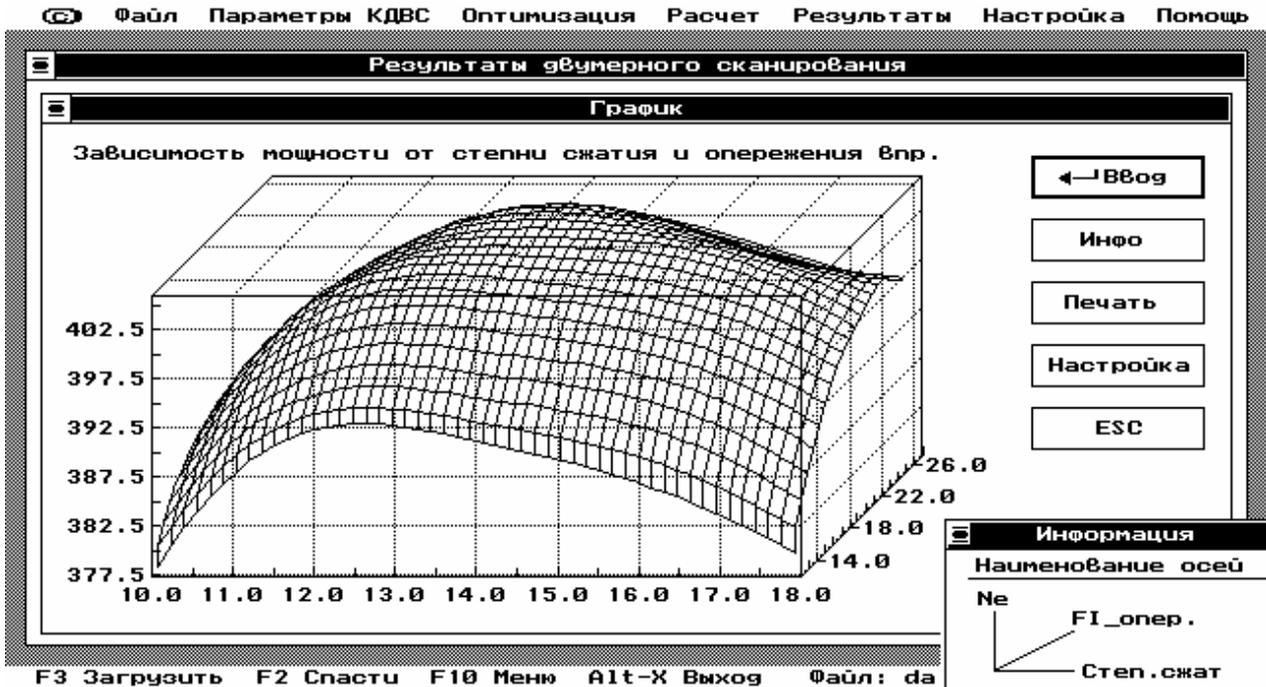


Рис. 3. Отображение результатов двумерного сканирования в виде 3D графика. Зависимость мощности 2 тактного дизеля от степени сжатия и опережения впрыска.

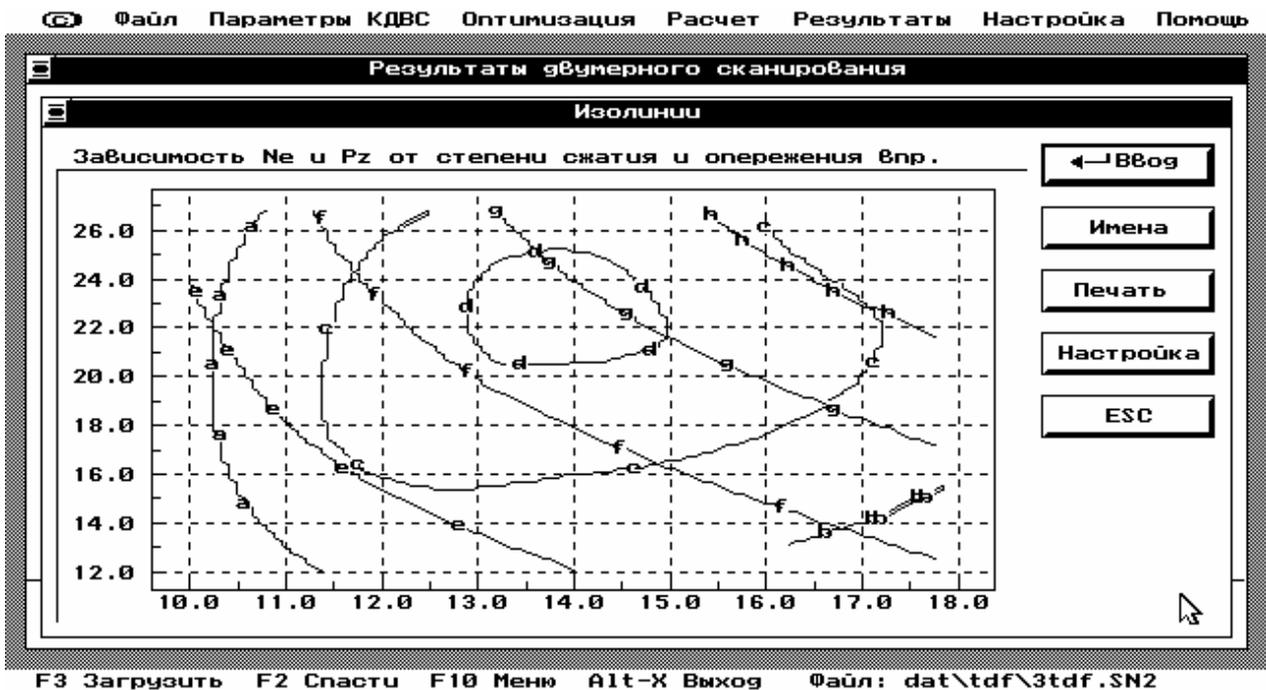


Рис.4. Отображение результатов двумерного сканирования в виде семейства изолиний. Зависимость мощности  $Ne$  и максимального давления цикла  $Pz$  2 тактного дизеля от степени сжатия (горизонталь) и опережения впрыска (вертикаль).

Обозначения:

- a, b -  $Ne = 390 \text{ kW}$ ,    c -  $Ne = 400 \text{ kW}$ ,    d -  $Ne = 405 \text{ kW}$ ,  
 e -  $Pz = 100 \text{ bar}$ ,    f -  $Pz = 120 \text{ bar}$ ,    g -  $Pz = 140 \text{ bar}$ ,    h -  $Pz = 160 \text{ bar}$ .

### 1.2.1. Визуализация процесса смесеобразования: программа Fuel Jet Visualization (FJV)

Программа визуализации процесса смесеобразования в дизеле "Fuel Jet Visualization" входит в состав программного комплекса ДИЗЕЛЬ-2/4т. Программа служит для визуального отображения результатов расчета, который выполняется при моделировании рабочего процесса двигателя. Программа отображает на экране монитора подвижную картину развития топливных струй и их пристеночных потоков (рис. 5, 6), а также графики распределения распыленного топлива по характерным зонам каждой струи (рис.7). Программа позволяет шаг за шагом по углу поворота коленчатого вала проследить:

- развитие топливных струй и их пристеночных потоков в камере сгорания с учетом переносного влияния вихря,
- деформацию струй вихрем,
- формирование пристеночных потоков в зависимости от углов встречи струй со стенками,
- развитие пристеночных потоков под влиянием вихря и взаимодействие их между собой,
- распределение топлива по характерным зонам (рис. 7),
- скорость впрыска и тепловыделения. При этом на графики можно вывести данные для любой выбранной пользователем струи.

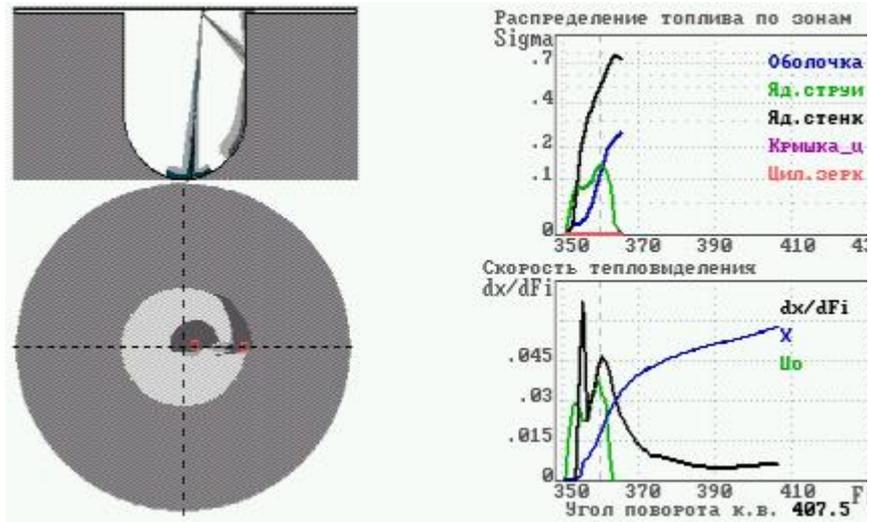


Рис.5. Графическое отображение результатов расчета смесеобразования дизеля грузовика ЗИЛ.

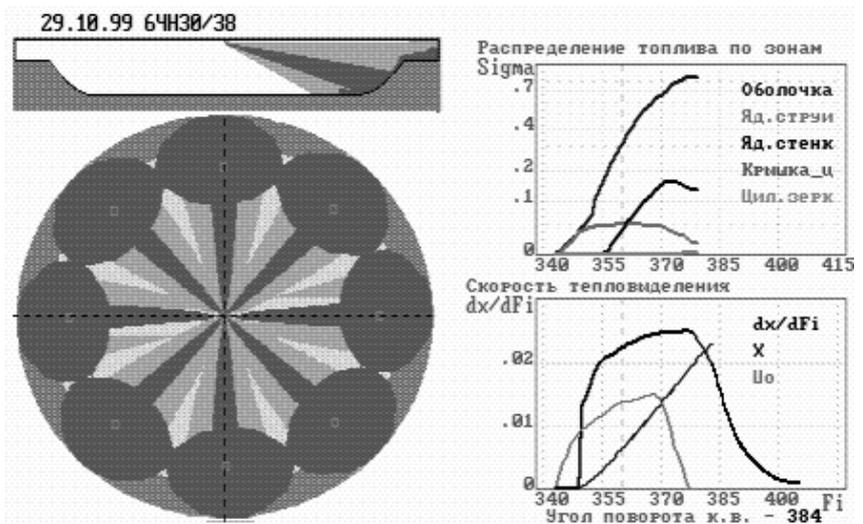


Рис.6. Графическое отображение результатов расчета смесеобразования среднеоборотного дизеля.

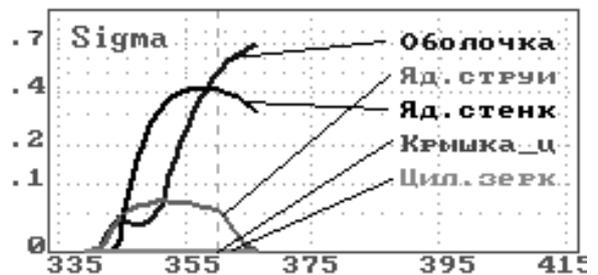


Рис. 7. Распределение топлива одной струи по характерным зонам

В процессе развития струй и их пристеночных потоков на виде сверху (рис. 5, 6) удобно анализировать взаимодействие струй со стенками камеры сгорания и взаимодействие пристеночных потоков друг с другом. В процессе развития последних возможно их смыкание.

Образование больших площадей пересечения пристеночных потоков приводит к уменьшению скорости испарения и скорости тепловыделения. Количество топлива, попавшего в зоны пересечения фиксируется отдельно в таблицах результатов расчета. Попадание топлива в эти зоны приводит к перераспределению суммарного количества топлива от всех струй по характерным зонам. Доля топлива в оболочках всех струй и нормальных пристеночных потоках всех струй уменьшаются. Это приводит к замедлению выгорания топлива и росту расхода топлива и эмиссии сажи. (См. раздел: 1.2.6. "Расчет взаимодействия струй с воздушным вихрем и стенками")

По окончании расчета выводится сводная таблица с указанием количества топлива, попавшего в каждую характерную зону для каждой струи и для всех струй в целом. На основании анализа этих данных, а также анализа полученных в расчете интегральных показателей дизеля и визуального анализа развития струй с помощью программы "Fuel Jet Visualization" можно уточнять ориентацию каждой конкретной струи в пространстве камеры сгорания, видоизменять форму камеры в поршне, добиваясь того, чтобы наибольшее количество топлива попадало в зоны с хорошими условиями испарения: оболочку струи, ядро пристеночного потока; и, по возможности, исключить попадание топлива в зоны с низкой скоростью испарения: на поверхности крышки и гильзы цилиндра, а также в зоны пересечения пристеночных потоков от соседних струй.

Использование данных о распределении топлива, интегральных показателей и программы "Fuel Jet Visualization" позволяет не только сравнивать различные варианты конструкций между собой и оценивать их сильные и слабые стороны, но и подбирать такие сочетания форм камеры сгорания и ориентации топливных струй, которые позволили бы добиться снижения эмиссии вредных веществ и наименьшего расхода топлива. Пример такого исследования приведен в разделе 1.2.5. "Расчет эмиссии оксидов азота". В этом примере с помощью программного комплекса ДИЗЕЛЬ-2/4т и встроенной в него программы "Fuel Jet Visualization" найдена такая конструкция камеры сгорания и подобрана такая ориентация струй с уменьшенным диаметром сопел, которые позволили снизить эмиссию окислов азота на 43% при одновременном снижении расхода топлива.

Вы можете самостоятельно наблюдать на своем компьютере динамическую картину развития топливных струй и пристеночных потоков в камерах сгорания различных дизелей. Программа "Fuel Jet Visualization" вместе с комплектами данных высылается бесплатно всем заинтересованным лицам и организациям. Программа "Fuel Jet Visualization" является объектом авторского права и охраняется законом. Распространение этой программы в коммерческих целях не допускается без письменного разрешения разработчика.

Разработчик готов выслать Вам по e-mail программу "Fuel Jet Visualization" с комплектом данных. Заявку можете отправить по электронной почте в произвольной форме, укажите свое имя, фамилию, должность и организацию, а также то, что Вы сочтете уместным и касающимся рассматриваемой темы - организации смешанного образования в дизеле и математического моделирования процессов в ДВС.

### 1.2.2. Расчет смесеобразования и сгорания в дизеле

*Краткое изложение основных положений методики расчета.*

Смесеобразование и сгорание в камере сгорания дизеля рассчитываются по методу профессора Н.Ф.Разлейцева. В дальнейшем метод был доработан к.т.н. А.С.Кулешовым

В расчетной модели тепловыделения выделяются 4 периода, отличающиеся физико-химическими особенностями и факторами, лимитирующими скорость процесса выделения тепла: период задержки воспламенения, период начальной вспышки, период управляемого сгорания на участке топливоподачи после вспышки, период диффузионного горения после окончания топливоподачи.

*Расчет распределения топлива в камере сгорания.*

При расчете распределения топлива в камере сгорания скорость истечения топлива из форсунки определяется по реальной характеристике впрыска. Если таковая отсутствует, то существует возможность воспользоваться эмпирическим уравнением, описывающим характерную зависимость скорости впрыска от времени.

Динамика развития топливной струи рассчитывается по уточненным зависимостям А.С.Лышевского с использованием безразмерных критериев:  $We$ ,  $M$ ,  $\Delta$ ,  $\rho$ . При расчете выделяются 2 участка развития струи: начальный участок пульсирующего порционного развития; основной участок кумулятивного развития. В процессе движения струи рассчитываются доли топлива, попавшего в характерные зоны с разными условиями испарения и горения, включая пристеночные зоны на стенке КС, на гребне поршня, на зеркале и крышке цилиндра.

На основном участке развития свободной струи (рис. 8) каждая элементарная порция впрыскиваемого топлива движется в осевом ядре струи (2) вплоть до ее вершины, где эта порция оттесняется на периферию струи, резко тормозится до полной потери начальной скорости и заполняет оболочку струи (1). Часть массы элементарной порции топлива рассеивается в оболочке струи по пути движения к переднему фронту (3). При налете струи на стенку топливо, попавшее в передний фронт, постепенно переходит в пристеночную зону.

Траектория струи и, соответственно, время и место ее встречи со стенкой определяются с учетом переносного влияния воздушного вихря. Процесс взаимодействия топливной струи со стенкой весьма сложен. В период укладки переднего фронта струи на стенку на ней формируется конусообразный уплотненный топливогазовый слой в границах пятна, образованного пересечением конуса струи с поверхностью стенки.

После быстрой укладки фронта струи на стенку топливо начинает растекаться за пределы начального пятна. Скоростной осевой поток струи, налетая на стенку, уплотняет пристеночный слой, раздвигает его границы, а часть потока движется над этим слоем к его периферии. Форма пристеночного пятна и скорость его растекания в различных направлениях зависят от угла встречи струи со стенкой. На рис. 9 показана типичная кинограмма развития струи в камере сгорания.

При подлете струи к наклонной стенке наблюдается небольшое отклонение вершины струи от оси распыливающего отверстия в сторону тупого угла встречи со

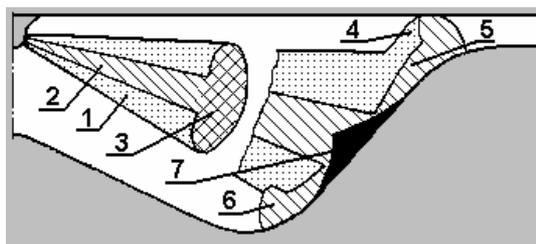


Рис. 8. Расчетная схема дизельной струи.

стенкой. Это обусловлено образованием перед струей уплотненного воздушного потока, который первым вступает во взаимодействие со стенкой и вызывает предварительный поворот вершины струи. Налетев на стенку, струя растекается вверх и вниз по ее поверхности. Направленный вверх по стенке поток быстро попадает в узкий надпоршневой зазор, и в стесненных условиях растекается как по гребню поршня, так и по крышке цилиндра. Продвижение топлива вдоль стенки замедляется по сравнению со свободным развитием струи из-за трения потока о стенку, рассеивания кинетической энергии струи с отраженными от стенки каплями и др.

Кинограмма получена К.И.Коптевым, В.В.Гавриловым, В.А.Плотниковым (С.-Петербургский кораблестроительный институт). Топливо впрыскивалось в бомбу с иммитатором поршня. Распылитель 7x0.4мм. Скорость съемки 3700 кадров/с.

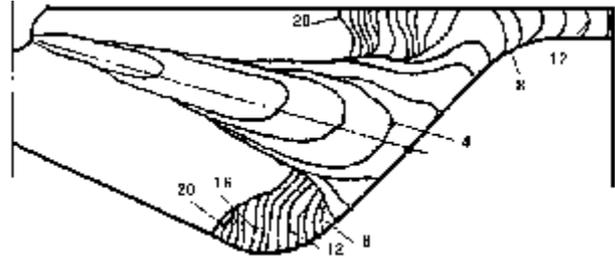


Рис.9. Кинограмма развития струи

Кроме того на движение пристеночного потока оказывает влияние воздушный вихрь в КС. Пристеночный поток неоднороден по структуре, плотности, температуре, что затрудняет расчет испарения топлива. Поэтому целесообразно в пристеночном потоке, как и в свободной струе, выделить три характерные зоны с осредненными показателями тепло- и массообмена (рис.8).

Первая зона - конусообразное осевое ядро на стенке (7) (рис. 8.), сформировавшееся при укладке на стенку фронта струи. В дальнейшем состав этого ядра непрерывно обновляется за счет новых масс топлива, подлетающих к стенке. Вторая зона - пристеночный слой топлива, растекающегося за пределы начального пятна (5). Третья зона - разреженная оболочка над пристеночным слоем (4), куда переходит часть топлива, заторможенного в переднем фронте(6) пристеночного потока. При растекании топлива по стенке, распространяющийся во все стороны пристеночный поток, который еще и деформируется вихрем, может пересечь какую-либо характерную границу, разделяющую зоны с различными условиями испарения и горения топлива, например, границу между боковой наклонной и торцевой горизонтальной поверхностями короны поршня, или границу между короной поршня и зеркалом цилиндра и др. Возможно также смыкание пристеночных потоков соседних струй. Во всех этих случаях масса топлива, перешедшего границу, находится из решения задачи пересечения характерных зон.

Траектории движения свободных струй, а также движение образованных ими пристеночных потоков рассчитываются с учетом переносного воздействия тангенциального вихря, задаваемого вихревым числом  $H$ , а также углов встречи свободных струй со стенками.

#### *Расчет испарения распыленного топлива в объеме и на стенках КС.*

В период топливоподачи и развития топливных струй скорость сгорания лимитируется главным образом скоростью испарения топлива. В свободно развивающейся топливной струе зонами интенсивного теплообмена и испарения распыленного топлива являются передний фронт и оболочка струи. В высокоскоростном и плотном осевом потоке прогрев и испарение капель незначительны.

При набегании струи на стенку скорость испарения топлива, скопившегося в переднем фронте, резко снижается до минимума в момент завершения укладки фронта на стенку. Это вызвано более низкой по сравнению с газовым зарядом температурой стенки, уменьшением обдува капель, уплотнением капельно-газовой смеси на стенке, слиянием и перемешиванием авангардных капель с подлетающими к стенке более холодными каплями. После укладки фронта на стенку двухфазная смесь начинает растекаться по стенке за пределы конуса струи. Скорость испарения топлива в пристеночной зоне увеличивается, хотя и остается меньшей, чем в объеме камеры. При растекании по гребню поршня часть топлива может проникнуть в надпоршневой зазор, попасть на крышку и стенки цилиндра.

Скорость испарения топлива, поступившего в каждую из названных зон интенсивного теплообмена, зависит от скорости испарения отдельных капель. Испарение каждой капли до и после воспламенения топлива подчиняется закону Срезневского. Топливная аппаратура форсированных дизелей обеспечивает довольно однородное распыливание топлива, особенно на основном участке впрыска. Поэтому расчет испарения топлива можно проводить по среднему диаметру капель по Заутеру  $d_{32}$ .

Для расчета скорости испарения определяются константы испарения топлива в различных зонах струи. Оценка констант производится по известной зависимости, куда входят: критерий Нуссельта для процесса диффузии; коэффициент диффузии паров топлива, отнесенный к градиенту парциальных давлений; давление насыщенных паров; плотность жидкого топлива; характерные давления и температуры. В качестве характерных температур для разреженной оболочки струи и оболочки пристеночного потока используется температура газа на момент начала впрыска; для собственно пристеночного потока, в качестве характерной используются температуры стенок камеры в поршне и крышки цилиндра.

#### *Расчет сгорания распыленного топлива.*

По окончании периода задержки самовоспламенения происходит взрывное распространения пламени по активированной смеси в оболочке струи. Первый максимум скорости тепловыделения зависит в основном от доли цикловой порции топлива, испарившейся за период задержки самовоспламенения, степени активации паров, скорости испарения топлива в период вспышки, т. е. от массы впрыснутого топлива, качества его распыливания и макрораспределения, времени испарения, физикохимических, термо- и газодинамических характеристик горючей смеси.

После начальной вспышки и выгорания паров топлива, образовавшихся за период задержки, скорость тепловыделения определяется, в основном, скоростью испарения топлива и скоростью догорания продуктов неполного сгорания в объеме цилиндра, которая в свою очередь зависит от средней концентрации неиспользованного кислорода.

В период диффузионного горения, после окончания впрыска и завершения развития струй происходит сначала резкое, а затем замедленное снижение скорости сгорания. Это связано с уменьшением массы невыгоревшего топлива и с лимитирующей ролью процесса диффузии в этот период. Пламя распадается на множество очагов вокруг локальных скоплений топлива в ядрах струй. Если значительная часть топлива распределяется на стенках камеры в поршне, особенно на стенках вблизи крышки цилиндра, то в интервале 15 - 30 град. после ВМТ на характеристиках тепловыделения наблюдается еще один небольшой пик. Это связано с возмущением и разрушением квазиламинарного пристеночного слоя на поверхности короны поршня. Когда ускорение поршня максимально, газ вытекающий из камеры в

поршне разрушает пристеночный слой на короне поршня, что приводит к увеличению скорости испарения и тепловыделения.

*Пример: Расчет смесеобразования и сгорания дизеля СМД.*

В данном примере приведено сравнение результата расчета движения струй топлива с экспериментальной кинограммой развития пристеночных потоков в камере сгорания тракторного дизеля СМД, а также сравнение кривых скорости тепловыделения полученной расчетом и путем обработки индикаторной диаграммы.

*Цель:* Проверка адекватности методики учета влияния вихря на движение топливных струй и образованных ими пристеночных потоков.

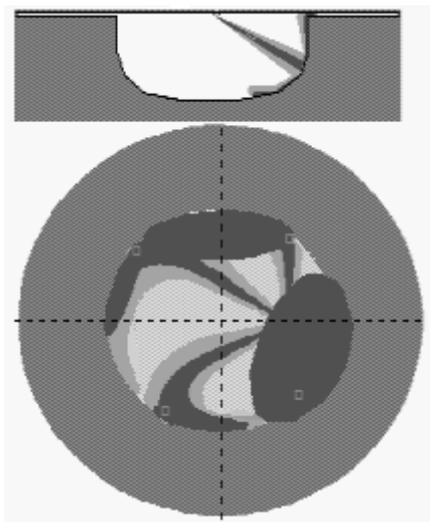


Рис.10. Развитие струй и пристеночных потоков в КС

Экспериментальные данные получены ПО ГСКБД:  $n=1800$  1/мин;  $P_e=7.7$  Бар,  $g_c=0.08$  г. Закрутка заряда в камере сгорания в ВМТ характеризуется вихревым числом  $N=3.15$

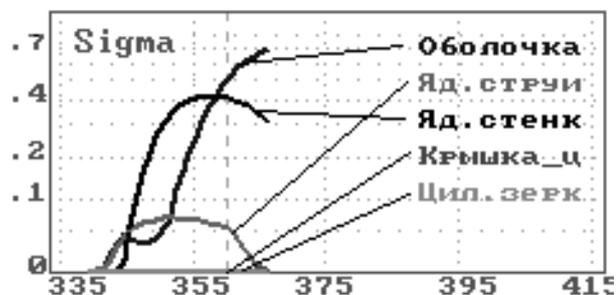


Рис. 11. Распределение впрыснутого топлива по характерным зонам струи № 1

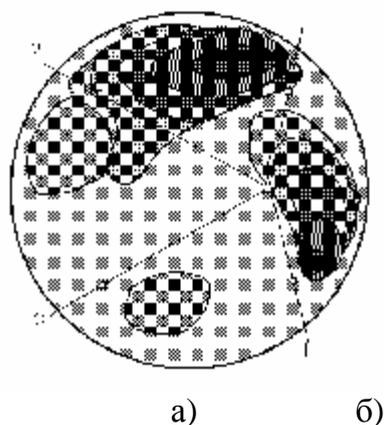


Рис. 12. Результаты экспериментальных и расчетных исследований дизеля СМД: а) - экспериментальная кинограмма развития пристеночных потоков; б) - скорость тепловыделения  $dx/d\phi$ , скорость впрыска, доля выделившегося тепла  $X$

Представленный метод позволяет проводить расчет сгорания в двигателях как с объемным (рис. 6.), так и с пленочным (рис. 5.) смесеобразованием. Метод практически не требует специальных настроек, позволяет при идентичных значениях эмпирических коэффициентов рассчитывать характеристики двигателей при изменении нагрузки и частоты вращения. (См. раздел. 1.2.8. "Сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными".)

### 1.2.3. Расчет сгорания в бензиновых и газовых двигателях

Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-2/4т позволяет моделировать рабочий процесс двигателей с искровым зажиганием как бензиновых, так и газовых, включая форкамерные. Для этой цели используются традиционные методы расчета в основе которых лежат зонные модели.

Принято, что в объеме цилиндра существуют 2 зоны: зона холодного свежего заряда и зона горячих продуктов сгорания (рис. 13.). Зоны разделены движущимся тонким слоем фронта пламени и интенсивно взаимодействуют между собой. Для каждой зоны рассчитывается теплообмен со стенками, диссоциация, тепло - массообмен с соседней зоной. Скорость движения сферического фронта пламени определяется либо напрямую по зависимостям для скорости турбулентного пламени, либо из решения системы балансовых уравнений сохранения с использованием функции тепловыделения Вибе [16]. Такой расчетный метод позволяет определять температуру зоны свежего заряда во время всего процесса сжатия - сгорания, что очень важно для расчета детонации [20].

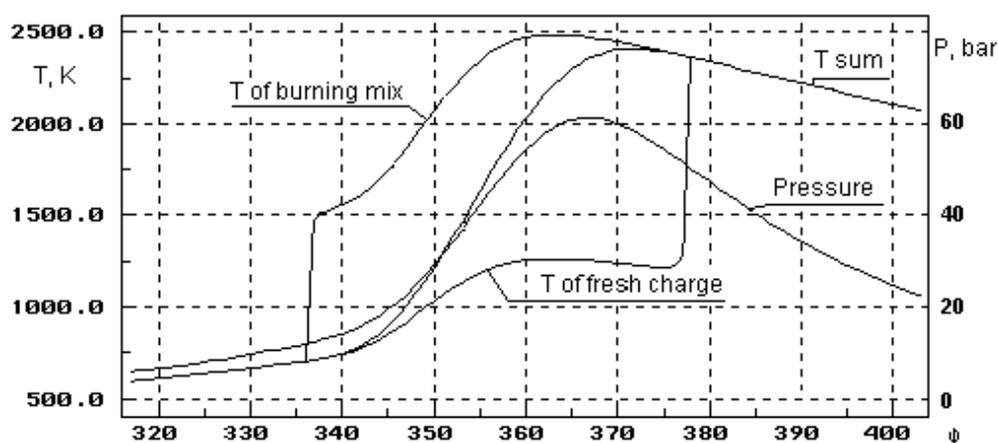


Рис. 13. Изменение давления и температур зон продуктов сгорания и свежего заряда во время сгорания.

#### Расчет газовых двигателей

Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-2/4т позволяет проводить расчет и оптимизацию параметров двигателей с искровым зажиганием, работающих на природном и нефтяном газе. Двигатель может иметь как обычную камеру сгорания, так и форкамеру. В последнем случае в форкамеру подается часть газа во время такта впуска или начала сжатия. В случае форкамерного двигателя параметры газа вычисляются отдельно для основной камеры и форкамеры (рис. 14.). Для расчета скорости перетока массы через соединительный канал используется нестационарное уравнение движения.

Коэффициент теплоотдачи для форкамеры рассчитывается по формуле Вош-ни [21] со своим, отличным от цилиндра, построчным множителем.

Скорость тепловыделения в форкамере рассчитывается по уравнению Вибе [16].

Горение в цилиндре начинается после того, как из форкамеры вытечет 15% - 20% массы горящего газа. Скорость тепловыделения в основном объеме цилиндра рассчитывается также по уравнению Вибе.

Расчет параметров газа (давления, температуры, концентрации) в форкамере производится на протяжении всего рабочего цикла.

Пример: Результаты расчета параметров рабочего процесса двигателя MTU 396 (8ГЧ 16.5/18.5), переоборудованного для работы на природном газе.

Диаметр соединительного канала 8 мм.

Степень сжатия 13.5.

Опережение зажигания 40 град.

Объем форкамеры 35 куб. см

Коэффициент избытка воздуха в цилиндре 1.1, в форкамере 0.87.

Испытания проводились без наддува.

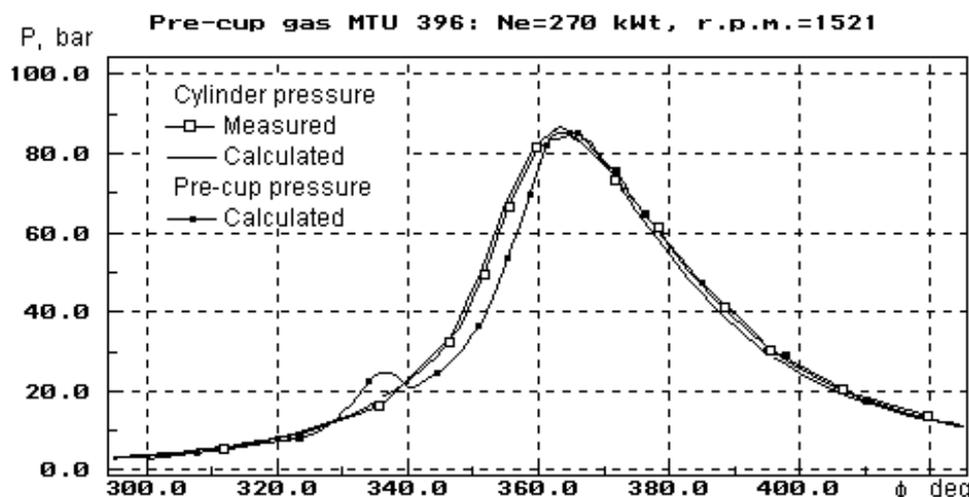


Рис. 14. Расчетная и экспериментальная зависимости изменения давления в цилиндре и в форкамере двигателя MTU 396.

#### 1.2.4. Расчет эмиссии сажи

Расчет эмиссии сажи осуществляется по методике проф. Разлейцева Н.Ф. [17]. Принято, что сажевые частицы образуются преимущественно двумя путями:

- в результате цепного деструктивного превращения молекул топлива, диффундирующих от поверхности капель к фронту пламени;
- вследствие высокотемпературной термической полимеризации и дегидрогенизации парожидкостного ядра испаряющихся капель.

Параллельно идет процесс выгорания сажевых частиц и уменьшения их объемной концентрации вследствие расширения. На рис. 15 скорость образования и выгорания сажевых частиц обозначена  $d\text{Smoke}/dt$ ; скорость тепловыделения -  $dx/dt$ .

В конце расчета полученная концентрация сажи переводится в показатели шкалы Хартриджа, Бош, а также в коэффициент абсолютного светопоглощения по ЕЭК

Сопоставление результатов расчета эмиссии сажи (Hartridge) с результатами измерений по внешней скоростной характеристике представлено в разделе "Сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными" (рис. 26.)

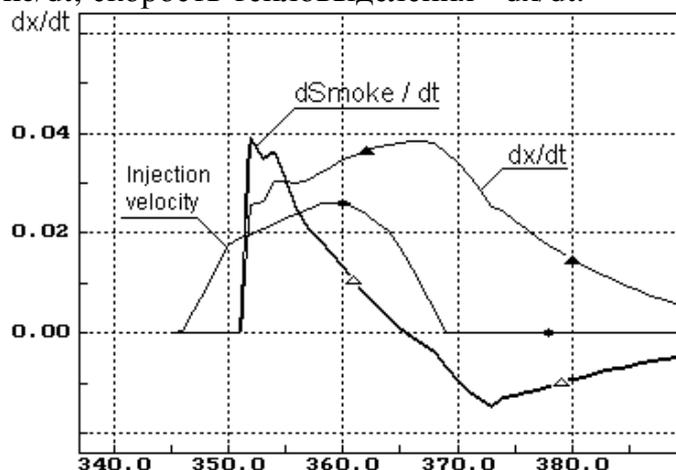


Рис. 15. Результат расчета скорости образования и выгорания сажи в цилиндре дизеля КамАЗ 7405 ( $n=2200 \text{ мин}^{-1}$ ,  $P_e=9.5 \text{ Бар}$ ).

### 1.2.5. Расчет эмиссии оксидов азота. Оптимизация рабочего процесса тракторного дизеля с целью снижения вредных выбросов и расхода топлива

В последнее время в связи с ужесточением нормативов на выброс вредных веществ двигателями внутреннего сгорания, наметились устойчивые тенденции на такую организацию рабочих процессов дизелей, которая обеспечивает минимальную эмиссию NO<sub>x</sub>, CO и твердых частиц. При этом, зачастую, в жертву приносится удельный эффективный расход топлива. В число мероприятий по снижению эмиссии вредных веществ входят:

- увеличение степени сжатия;
- уменьшение опережения впрыска;
- уменьшение диаметра сопловых отверстий;
- увеличение давления впрыска;
- формирование характеристики впрыска с пологим передним фронтом;
- применение широких открытых камер сгорания;
- увеличение давления наддува с применением охлаждения наддувочного воздуха.

Однако, количественная оценка влияния перечисленных мероприятий на показатели двигателя, в условиях когда они применяются в комплексе, требует значительных затрат на исследовательские работы. По сути, организация рабочего процесса - это задача многопараметрической оптимизации, где несколько функций цели имеют свои, не совпадающие друг с другом оптимумы. Очень заманчиво выглядят перспективы решения хотя бы части этой задачи с помощью ЭВМ. Однако, для ее решения необходимы надежные и быстродействующие методы расчета процессов смесеобразования и эмиссии вредных веществ в зависимости от влияющих конструктивных и режимных факторов.

#### *Методика расчета эмиссии оксидов азота*

На основании общих закономерностей цепных реакций проф. Разлейцевым Н.Ф. разработана эффективная методика расчета скорости образования NO<sub>x</sub> в КС дизеля.

При выгорании распыленного жидкого топлива в дизелях создаются высокие локальные концентрации активных центров цепных реакций - атомов и свободных радикалов, возникающих в результате деструктивных превращений, окисления и распада углеводородов в окрестностях испаряющихся и горящих капель. В этих условиях образование вредных веществ в дизелях, таких как сажа, NO<sub>x</sub>, CO, имеет две основные особенности. Во-первых, решающую роль в этом процессе играет не тепловое, а цепное ускорение реакций за счет высоких локальных концентраций активных частиц. Во-вторых, процессы их образования тесно связаны конкуренцией в потреблении активных частиц и кислорода. Образование NO<sub>x</sub> происходит через сложные превращения продуктов реакций топливных радикалов с азотом воздуха в предпламенной и послепламенной зонах. Скорость этих процессов зависит от концентрации азота в объеме цилиндра, скорости сгорания, доли выгоревшего топлива, а также скорости конкурирующих реакций образования продуктов неполного сгорания, в том числе CO и сажевых частиц. Методика профессора Н.Ф.Разлейцева, реализованная в программном комплексе ДИЗЕЛЬ-2/4т, была проверена применительно к разным двигателям. На рис.16 приведено сравнение экспериментальных данных и результатов расчета эмиссии оксидов азота, а также удельного эффектив-

ного расхода топлива при разных степенях сжатия для тракторного двигателя Д-120 на режиме полной мощности:  $n = 2000$  1/мин;  $N_e = 22$  кВт. Закрутка заряда в камере сгорания в ВМТ характеризуется вихревым числом  $H=3$ . (Двигатель Д-120 представляет собой 4 тактный двухцилиндровый тракторный дизель воздушного охлаждения,  $D/S = 105 / 120$  мм, производства АО "Владимирский тракторный завод").

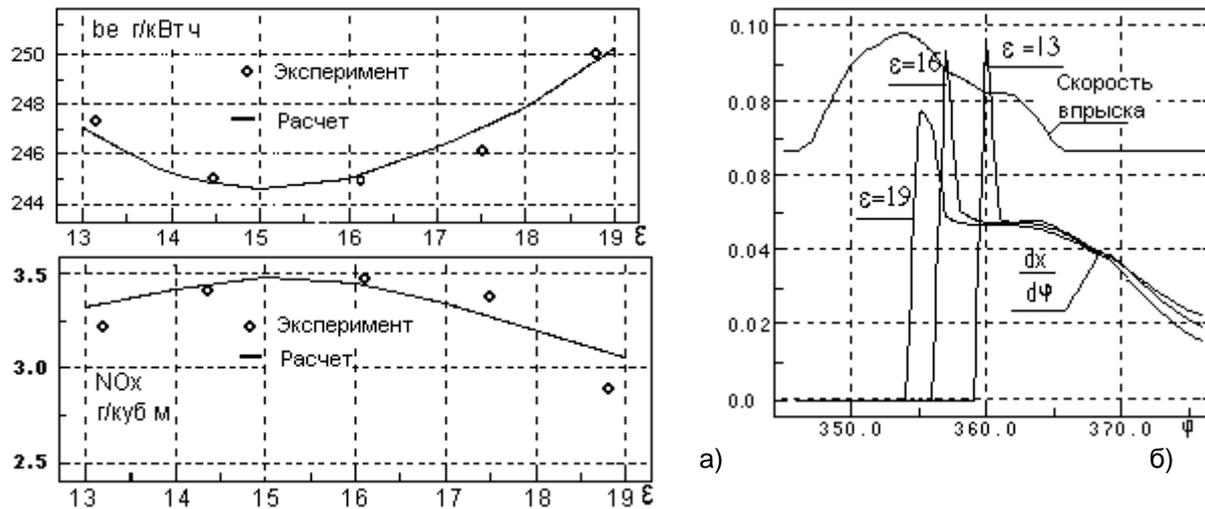


Рис.16. Влияние степени сжатия  $\epsilon$  на расход топлива  $be$  и уровень эмиссию  $NO_x$  (а), а также на скорость тепловыделения (б). Режим полной мощности. (Экспериментальные данные получены АО "Владимирский тракторный завод".)

Математическая модель была проверена не только в отношении точности расчета эмиссии  $NO_x$ , но и касательно всех параметров рабочего процесса на 2 основных режимах работы дизеля: максимальной мощности и максимального крутящего момента. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных для этих режимов представлено в таблице.

Параметр	n=2000 1/мин		n=1500 1/мин	
	Экспер.	Расчет	Экспер.	Расчет
Мощность $N_e$ , кВт	22	21.6	18.2	18.2
Удельный эфф. расход топлива $be$ , г/кВт ч	235	238	233.5	234.4
Расход воздуха, кг/с	0.0365	0.0358	0.0275	0.0266
Максимальное давление цикла, бар	76.7	77.6	88	88
Среднее индикаторное давление, бар	8.48	8.34	-	8.73
Среднее давление насосных потерь, бар	0.4-0.31	0.36	-	0.21
Ср. температура в выпускн. коллекторе, К	793	713	793	704
Дымность, Хартридж	15-20	17.2	30-35	30

Как видно из таблицы, расчет достаточно хорошо совпадает с результатами измерений. Отличие расчетной температуры газа в выпускном коллекторе от измеренной обусловлено хорошо известным обстоятельством: измерение температуры пульсирующего потока с помощью термопары дает завышенные результаты. Ошибка измерения тем больше, чем больше отношение перепада давления в импульсе к средней величине давления.

После проверки адекватности математической модели было проведено исследование возможности снижения уровня эмиссии оксидов азота за счет рациональной организации рабочего процесса дизеля.

*Расчетное исследование путей снижения эмиссии NOx безнаддувного дизеля*

В настоящей работе исследовалась возможность снижения эмиссии оксидов азота двигателя Д-120 за счет изменения следующих параметров:

- диаметра сопел распылителя;
- степени сжатия;
- опережения впрыска;
- формы камеры сгорания;
- углов наклона топливных струй.

Возможность существенного увеличения интенсивности впрыска не исследовалась, так как реализация мероприятий по радикальному повышению давления впрыска требует серьезного пересмотра конструкции дизеля в целом.

При уменьшении диаметра сопел распылителя с 0.3 до 0.22 мм характеристика впрыска штатной ТПА существенно видоизменяется (рис. 19, кривая Uo для комплектации №2). Максимальное давление впрыска возрастает с 520 до 665 бар; продолжительность впрыска увеличивается с 19.2 град. до 27.3 град. поворота коленчатого вала двигателя. Эти данные были получены в результате гидродинамического расчета по программе ВПРЫСК. (Предварительно программа ВПРЫСК была настроена на штатную комплектацию насоса и форсунок данного дизеля).

Подробнее с программой ВПРЫСК можно ознакомиться в INTERNET:

<http://www.bmstu.ru/facult/em/em2/inject/i11rus.htm> ;

Результаты расчета рабочего процесса дизеля в базовой комплектации, но с уменьшенным диаметром сопел (комплектация 1, табл. 1.) показали, что происходит существенное улучшение качества распыливания топлива (радикально уменьшается средний диаметр капель  $d_{32}$  с 30 мкм до 19 мкм. Однако, затянутый по времени впрыск приводит к неблагоприятному распределению топлива:

- 23.5% топлива оказывается в зонах пересечения пристеночных потоков, где низкая скорость испарения (для сравнения - при соплах 0.3 мм в этих зонах только 1.7% топлива),
- доля топлива в разреженной оболочке (где наилучшие условия испарения) снижается на 5%,
- доля топлива в непересекающихся частях пристеночных потоков, где также неплохие условия испарения, составляет 17.5 % (тогда как при соплах 0.3 мм она достигает 37%).

Т.е. при столь длительном впрыске струям недостаточно пространства для развития и они мешают друг другу. Процесс сгорания затягивается, в результате:

- расход топлива  $be$  увеличивается на 8 г/кВт ч;
  - эмиссия окислов азота NOx снижается на 20%;
  - уровень дыма Hartridge увеличивается на 49% (табл.1).
- Не смотря на снижение уровня эмиссии NOx, подобный результат нельзя считать удовлетворительным, прежде всего из-за сильного увеличения выбросов сажи и роста расхода топлива.

Таблица 1

Комплект	Баз.	№1
$\epsilon$	16	16
$\phi_{опер}$	16	16
$be$	239	247
NOx	3.4	2.7
Hartridge	17.2	25.6

Резервом для улучшения показателей двигателя является изменение степени сжатия  $\epsilon$  и УОВ  $\phi_{опер}$ . На рис.17 представлена зависимость эмиссии сажи от степени сжатия и УОВ. На рис.18 представлены, полученные методом сканирования, семейства изолиний для постоянных значений: - уровня эмиссии оксидов азота NOx

[г/м<sup>3</sup>]; - максимального давления цикла Pz [бар]; - удельного эффективного расхода топлива be [г/кВт ч].

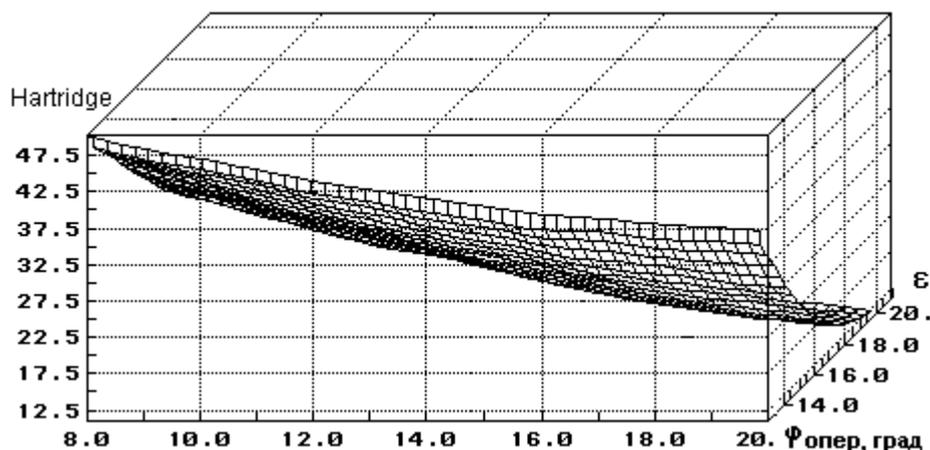


Рис. 17. Влияние степени сжатия  $\epsilon$  и УОВ  $\phi_{\text{опер}}$  на уровень эмиссии сажи.

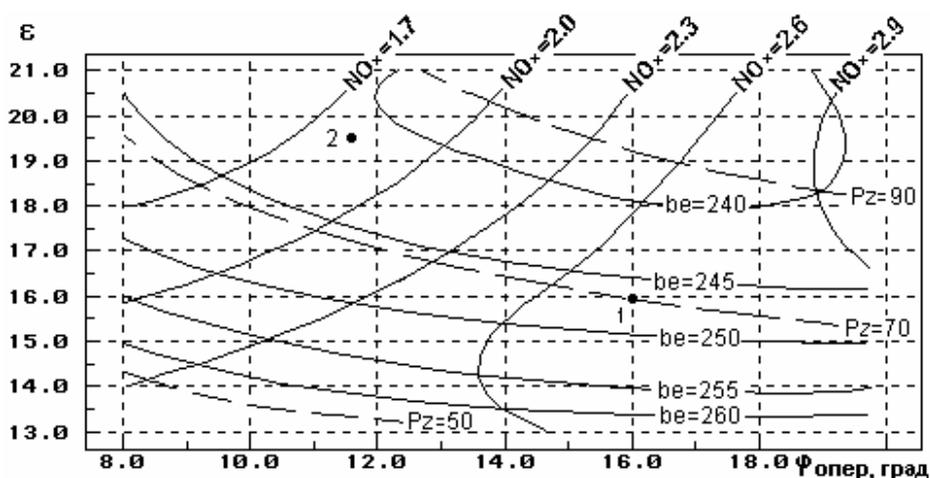


Рис. 18. Влияние степени сжатия  $\epsilon$  и УОВ  $\phi_{\text{опер}}$  на удельный расход топлива be, эмиссию NOx и максимальное давление цикла Pz.

Таблица 2

В табл. 2 приведены показатели для характерных комплектаций дизеля:

- Баз. - базовая комплектация с соплами 3 x 0.3;
- № 1 - базовая комплектация с соплами 3 x 0.22;
- № 2 - повышенная степень сжатия, уменьшенное опережение впрыска, сопла 3 x 0.22.

Из анализа расчетных данных следует, что наилучшим сочетанием параметров является комплектация 2, которая обеспечивает кардинальное снижение выбросов оксидов азота. Условия выбора комплектации 2:

- $\epsilon = 19.5$ : при  $\epsilon > 19.5$  надпоршневой зазор становится меньше чем 0.5 мм;
- $\phi_{\text{опер}} = 11.5$ : при меньшем опережении интенсивно растет расход топлива и эмиссия сажи, при большем опережении растет эмиссия NOx.

Сопоставление характеристик тепловыделения при базовой комплектации дизеля и при комплектации №2 приведено на рис.19.

Комплект	Баз.	№1	№2
$\epsilon$	16	16	19.5
$\phi_{\text{опер}}$	16	16	11.5
be	239	247	242
NOx	3.4	2.7	1.8
Hartridge	17.2	25.6	24.2

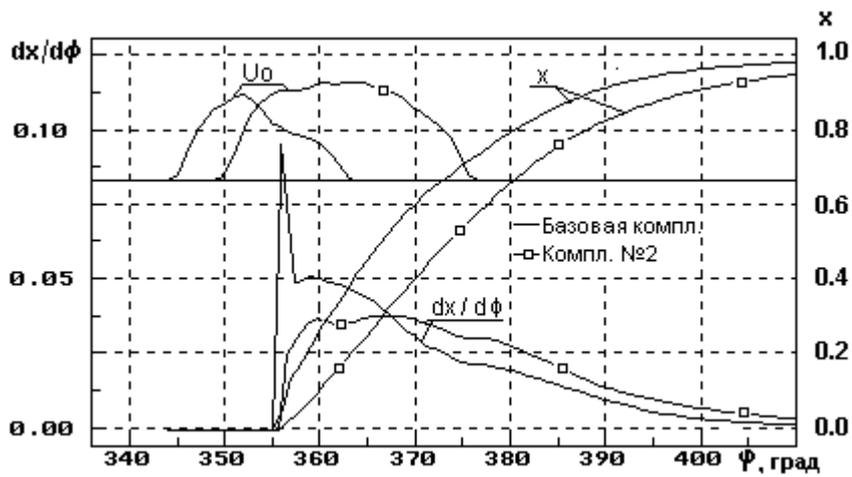


Рис 19. Скорость тепловыделения при базовой комплектации и комплектации №2.  $U_o$  - скорость впрыска

**Вывод:** Одновременно с уменьшением диаметра сопел с 0.3 до 0.22 мм следует увеличить степень сжатия с 16 до 19.5 и уменьшить УОВ с 16 до 11.5 градусов поворота коленчатого вала. При этом:

- уровень эмиссии оксидов азота снизится с 3.4 до 1.8 г/м<sup>3</sup> (на 47 %);
- удельный эффектив. расход топлива повысится с 239 до 242 г/кВт ч (на 1.2 %);
- уровень эмиссии сажи увеличится с 17.2 до 24.2 единиц Хартриджа (на 41%).

Для снижения расхода топлива и эмиссии дыма необходимо изменить форму КС и направленность сопел таким образом, чтобы обеспечить топливным струям большую свободу для развития, что позволит увеличить скорость тепловыделения на участке догорания.

Дальнейшие исследования проводились в направлении совершенствования формы камеры в поршне и оптимизации ориентации топливных струй. Учитывалось изменение интенсивности вихря вследствие изменения диаметра камеры сгорания и надпоршневого зазора.

Удовлетворительные результаты показала опытная камера, представленная на рис.20.

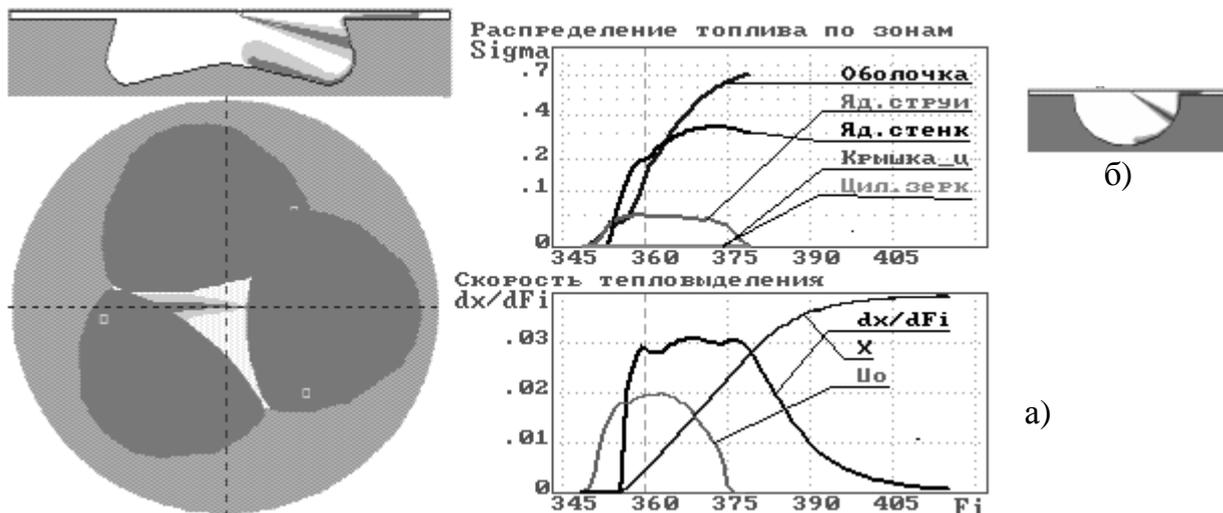


Рис.20. Результаты расчета смесеобразования в КС дизеля Д-120: а) - опытная камера (комплектация №3); б) - камера базовой комплектации

В опытной КС вихревое число в ВМТ составляет 3.1 (чуть больше чем в базовой). Углы между осями струй и осью цилиндра увеличены. Увеличен внешний диаметр углубления. Эти меры позволяют увеличить длину свободного развития

струй. Угол наклона образующей камеры в поршне выбран таким образом, чтобы основное развитие пристеночного потока направить вглубь камеры, а не на поверхность короны поршня, в надпоршневой зазор. За счет малой глубины камеры в поршне величина надпоршневого зазора увеличена до 2.1 мм, что создает дополнительные резервы для увеличения степени сжатия и препятствует попаданию топлива с пристеночного потока короны поршня на поверхность головки цилиндра. Описанная камера сгорания и распылитель 3 x 0.22 с увеличенным углом конуса в сочетании со степенью сжатия 19.5 и опережением впрыска 11.5 градусов составляют комплектацию №3. УОВ равный 11.5 градусов выбран исходя из результатов, представленных на рис. 21.

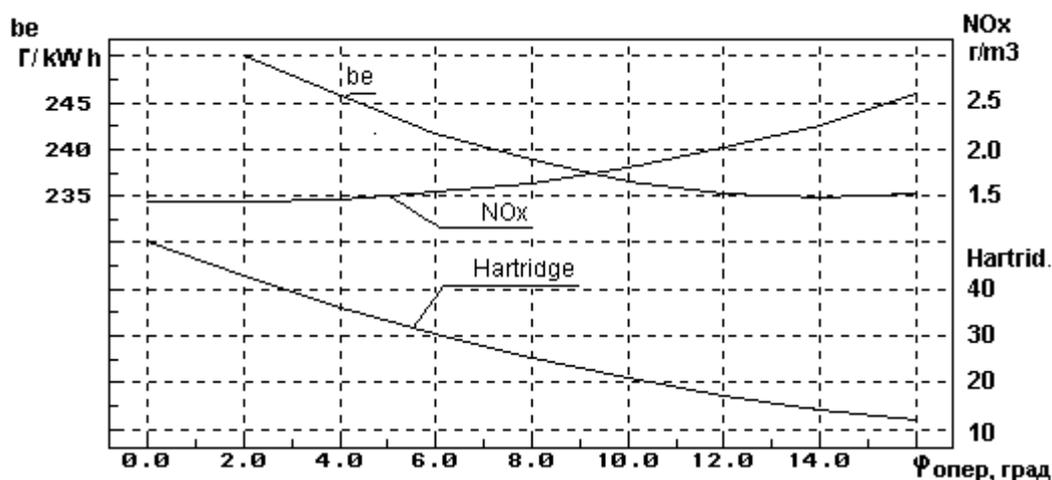


Рис. 21. Зависимость параметров дизеля в комплектации №3 от УОВ

В табл. 4 приведено сопоставление параметров дизеля, получаемых в комплектации №3 и в базовой комплектации.

Распределение впрыснутого топлива в опытной камере более благоприятно нежели в базовой ввиду следующего:

- в разреженной оболочке струи и оболочке пристеночного потока, где наилучшие условия испарения распределено 69% топлива, тогда как в базовой камере только 60%;

- в ядре пристеночного потока, где условия испарения несколько хуже чем в объеме, в опытной камере оказывается 27.9% топлива, а в базовой камере этот показатель составляет 37 %;

- растянутый по времени впрыск, малая задержка самовоспламенения и малое количество топлива, испарившееся за период задержки обуславливают отсутствие выраженного первого пика скорости тепловыделения (кривая  $dx/dFi$ , рис. 20 а.) и, следовательно, скачка локальной температуры в объеме взрывного горения, что и обуславливает снижение эмиссии NOx;

- в обеих камерах топливо не попадает в зоны с плохими условиями испарения: на зеркало цилиндра и на поверхность крышки цилиндра, в зонах пересечения пристеночных потоков доля топлива весьма незначительна для обеих камер - 1.7...2.5%;

- малый средний диаметр капель  $d_{32}$  (19 мкм) обуславливает высокую скорость испарения.

Таблица 4

Компл.	Баз.	№3
$\epsilon$	16	19.5
$\phi_{опер}$	16	11.5
be	239	236
NOx	3.4	1.92
Hartridge	17.2	17.9

Таким образом применение опытной камеры сгорания в сочетании с другими выше описанными факторами делает возможным снижение эмиссии NOx без увеличения выбросов сажи и даже со снижением расхода топлива.

**Вывод:** Для радикального снижения эмиссии NOx двигателя Д-120 следует:

- применить опытную (рис.20) камеру в поршне;
- уменьшить диаметр сопел распылителя с 0.3 до 0.22 мм;
- увеличить угол между осью цилиндра и осями сопел распыливающих отверстий;
- увеличить степень сжатия с 16 до 19.5;
- уменьшить УОВ с 16 до 11.5 градусов поворота коленчатого вала.

*При этом:*

- уровень эмиссии оксидов азота снизится с 3.4 до 1.92 г/м<sup>3</sup> (на 43.5 %);
- удельный эффективный расход топлива снизится с 239 до 236 г/кВт ч (на 1.2 %);
- уровень эмиссии сажи увеличится с 17.2 до 17.9 единиц Хартриджа (на 4%).

Для поиска путей дальнейшего снижения расхода топлива и эмиссии дыма необходимо провести дополнительные углубленные численные исследования по подбору формы камеры сгорания, а также количества, диаметра и направленности сопловых отверстий, чтобы обеспечить топливным струям большую свободу для развития и увеличить скорость тепловыделения на участке догорания. (Мероприятия по увеличению давления впрыска, введению наддува и промежуточного охлаждения в данном примере не рассматриваются, хотя программа с помощью которой проводились эти исследования позволяет это сделать.) В то же время наиболее эффективным способом снижения выбросов сажи представляется именно введение наддува, которое позволит существенно увеличить коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ .

Использование программного комплекса ДИЗЕЛЬ-2/4т и встроенной в него программы "Fuel Jet Visualization" позволяет увязывать зачастую противоположные тенденции, вызванные необходимостью снижения расхода топлива и эмиссии вредных веществ и находить выгодные компромиссы.

### **1.2.6. Расчет взаимодействия струй с воздушным вихрем и стенками**

*Исследование влияния интенсивности вихря в камере сгорания на экономичность автомобильного дизеля ЯМЗ-238*

Известно, что увеличение интенсивности вихревого движения воздушного заряда влечет за собой увеличение скорости испарения и сгорания, которое благоприятно сказывается на КПД цикла. Однако, в опытах замечено, что увеличение интенсивности вихря сверх некой оптимальной величины влечет за собой снижение скорости тепловыделения и рост расхода топлива.

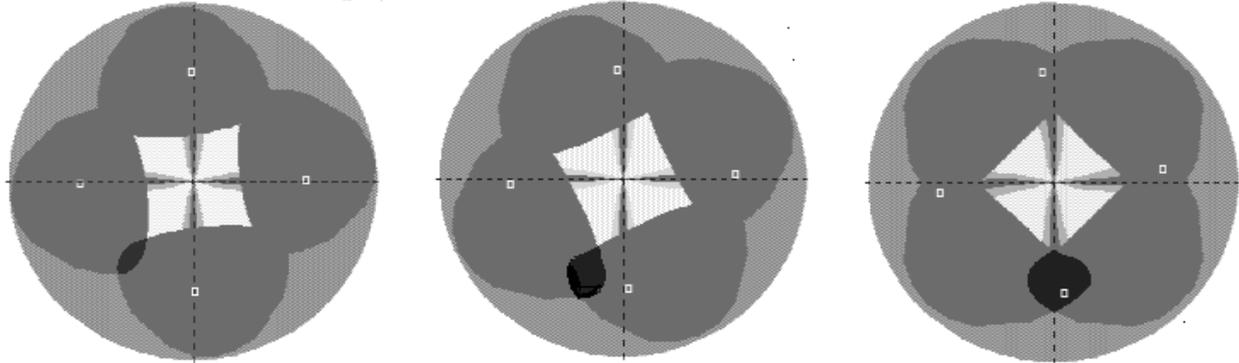
**Цель:** Рассчитать оптимальную величину вихревого числа  $N^*$ , при которой расход топлива минимален.

С помощью программы ДИЗЕЛЬ-4т проводился расчет параметров рабочего процесса отсека дизеля ЯМЗ-238 при изменении вихревого числа  $N$  от 1 до 4. На рис.22 по мере роста  $N$  видна нарастающая деформация пятен пристеночных

---

\*  $N$  - отношение угловых скоростей воздушного вихря и коленчатого вала.

потоков от каждой из 4 струй топлива. Пятна вытягиваются по окружности камеры сгорания, накладываются друг на друга; зоны их пересечения увеличиваются. (В связи с тем, что большая часть зон пересечения расположена на боковой поверхности КС, то на видах сверху она видна не полностью.)

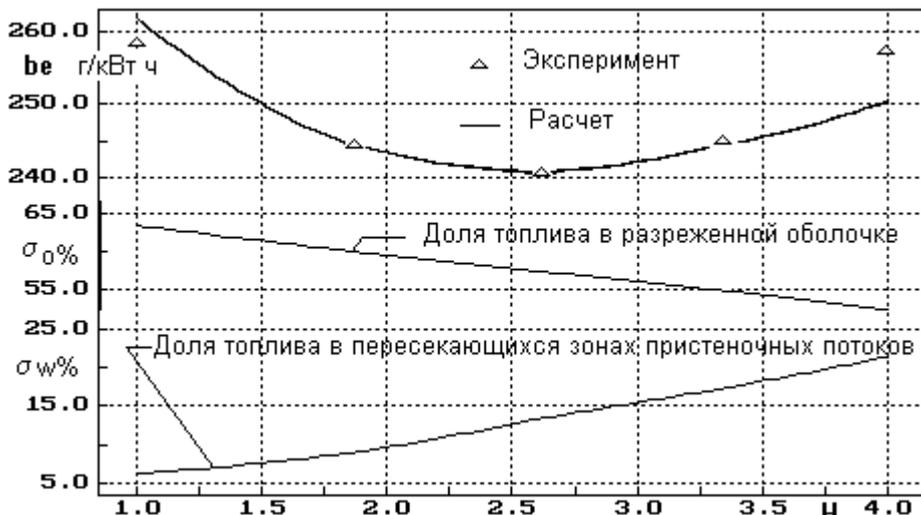


H=1

H=2.62

H=4

Рис. 22. Деформация пристеночных потоков распыленного топлива в КС дизеля ЯМЗ-238 при разной интенсивности воздушного вихря



Экспериментальные данные получены ЯМЗ на одноцилиндровом отсеке дизеля.

$n=2100$  1/мин;  
 $P_e=7.0$  Бар,  
 $g_c = 0.0876$  г/цикл.

Рис. 23. Удельный эффективный расход топлива  $be$  и доли топлива в некоторых характерных зонах при разных интенсивностях вихря  $H$

Проведенные расчеты позволяют описать механизм так называемого перезавихрения в КС дизеля т.е. ухудшения экономичности при увеличении интенсивности вихря сверх оптимальной величины. При малой интенсивности вихря пристеночные потоки от соседних струй либо совсем не соприкасаются, либо соприкосновение их - незначительно (доля топлива в зонах пересечения  $\sigma_w$  не велика). Однако, с ростом угловой скорости вихря, пристеночные потоки интенсивно вытягиваются по поверхности КС и все сильнее накладываются друг на друга: увеличивается доля топлива, в зонах пересечения ( $\sigma_w > 12 - 15\%$ ) и, как следствие, снижается интенсивность образования разреженной оболочки  $\sigma_0$  в зонах пересечения (рис. 23). Но именно в оболочке свободной струи и над пристеночным потоком наилучшие условия для испарения и чем больше топлива будет рассеяно в оболочке, тем больше будет скорость тепловыделения и эффективность цикла. Негативный эффект от снижения доли топлива в оболочке, в конце концов, нейтрализует благоприятное воздействие роста завихренности заряда и приводит к увеличению продолжительности сгорания и удельного эффективного расхода топлива.

### 1.2.7. Влияние ориентации струй в камере сгорания на параметры ДВС

#### *Расчетное исследование влияния угла наклона топливных струй на параметры судового дизеля 6ЧН30/38*

Известно, что угол наклона распыливающих отверстий (угол между осью цилиндра и осью струи), в особенности для дизелей с объемным смесеобразованием, должен иметь оптимальное значение, при котором достигаются наилучшие показатели работы ДВС.

**Цель:** Рассчитать оптимальную величину угла наклона топливных струй  $\gamma$ , при которой расход топлива минимален.

В процессе численного эксперимента угол наклона струй  $\gamma$  изменялся от 55 до 85 градусов (распылитель 8 x 0.5). Для каждого варианта ориентации отверстий насос-форсунки рассчитывался рабочий процесс дизеля, включая смесеобразование и газообмен. Исследовались два режима работы; представленные графические материалы (рис. 24) соответствуют режиму полной мощности.

Программа визуализации "Fuel Jet Visualization" позволяет контролировать количество топлива, попавшего в характерные зоны каждой из топливных струй. Наилучшие условия испарения в зоне оболочки свободной струи и ее пристеночно-го потока, наихудшие - в ядре свободной струи и на поверхности зеркала цилиндра.

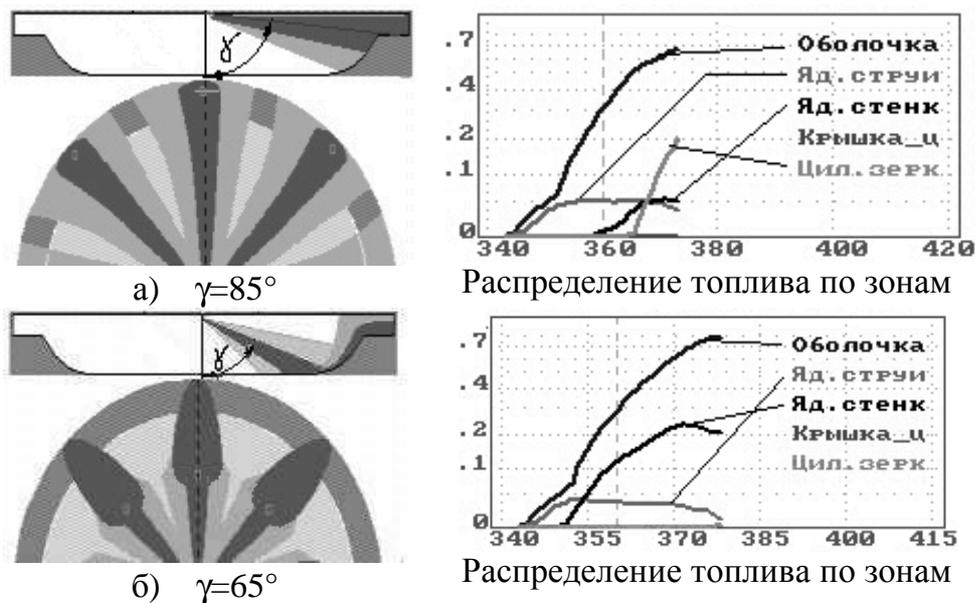


Рис. 24. Развитие топливных струй при разных углах наклона распыливающих отверстий  $\gamma$ .

При больших углах струи ( $\gamma=85^\circ$ ) до 20% топлива попадает на зеркало цилиндра. При малых углах ( $\gamma=65^\circ$ ) струи быстро достигают горячей поверхности поршня, сравнительно рано начинает формироваться ядро пристеночного потока, топливо в котором интен-

сивно испаряется в начальной стадии сгорания (до ВМТ). Образуется первый пик скорости тепловыделения, жесткость сгорания увеличивается.

Рассмотрим более подробно протекание процесса смесеобразования по мере увеличения угла  $\gamma$ . Результаты расчета распределения впрыснутого топлива по характерным зонам для разных углов  $\gamma$  сведены в таблицу. По мере приближения оси струи к поверхности крышки цилиндра продолжительность и дальность ее свободного развития возрастают. При увеличении длины свободной струи улучшаются условия попадания топлива в разреженную оболочку, где наилучшие условия испарения. Доля топлива в оболочке возрастает с 50% при  $\gamma=55^\circ$  до 84% при  $\gamma=75^\circ$ . Вы-

званное этим увеличение скорости испарения благоприятно сказывается на скорости тепловыделения и общий расход топлива снижается, достигая минимума при  $\gamma = 65 \dots 75^\circ$ . Однако, это снижение происходит лишь до того момента, пока заметная часть топлива не начнет оседать на зеркале цилиндра. Дальнейшее увеличение угла  $\gamma$  до  $85^\circ$  приводит к попаданию до 20% топлива на зеркало цилиндра, что вызывает снижение скорости тепловыделения в заключительной стадии впрыска и резкий рост расхода топлива.

*Влияние угла наклона топливных струй  $\gamma$  на параметры рабочего процесса*

$\gamma$ , град	Разница в расходе топлива, г/(кВт ч)	Доля топлива в оболочке струи	Доля топлива, на зеркале цилиндра	Жестк. сгоран. $dP/d\phi$ , бар/град.	Режим
55	+5.6	50.3 %	0. %	5.6	n=750мин <sup>-1</sup> Pe=17 бар.
65	-1.0	78.7 %	0.2 %	5.35	
<b>75</b>	<b>0.</b>	<b>84.3 %</b>	<b>0.46 %</b>	<b>4.8</b>	
85	+4.9	68.3 %	20.4 %	5.0	
55	+7.1	45.0 %	0. %	4.14	n=600мин <sup>-1</sup> Pe=11 бар.
65	0.	72.7 %	1.7 %	4.15	
<b>75</b>	<b>0.</b>	<b>76.4 %</b>	<b>1.9 %</b>	<b>4.08</b>	
85	+9.4	59.2 %	30.4 %	4.12	

При малых углах  $\gamma = 55^\circ \dots 65^\circ$  наблюдается повышенная жесткость сгорания, вызванная тем, что при более раннем столкновении струи со стенкой раньше начинает формироваться пристеночный слой, причем вклад его в общую скорость испарения превышает потери от "недоразвившейся" (за счет столкновения струи со стенкой) разреженной оболочки. Это происходит потому, что часть топлива из уплотненного ядра свободной струи (где оно практически не испаряется) переходит в ядро пристеночного потока, в котором хорошие условия испарения (рис. 24, кривые "Яд. Струи"). Увеличение скорости испарения в первой половине впрыска и вызывает увеличение жесткости сгорания (кривые  $\gamma = 55 \dots 65^\circ$ , рис. 25).

Оптимальным следует считать угол наклона струй  $\gamma = 75^\circ$ , при котором наилучшая экономичность достигается при наименьшей жесткости сгорания. Об этом же свидетельствуют эксперименты, проведенные на ПО "Коломенский завод".

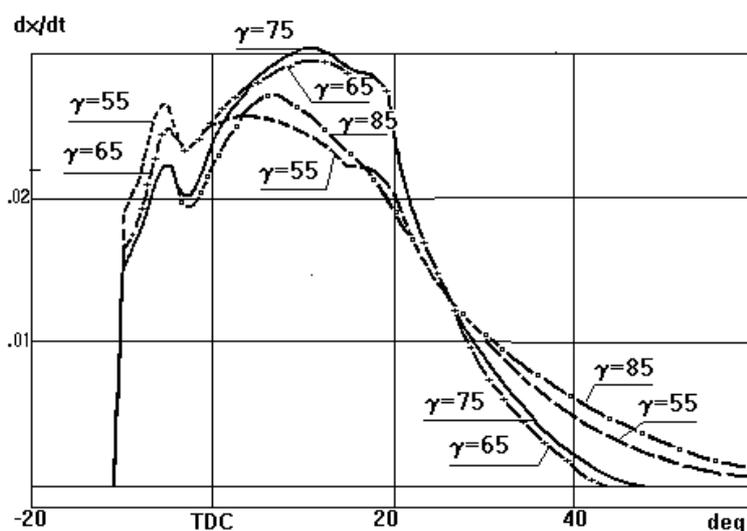


Рис. 25. Влияние угла наклона струй  $\gamma$  на протекание кривых скорости тепловыделения

### 1.2.8. Сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными

Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-2/4т позволяет проводить расчетные исследования рабочего процесса любых поршневых двигателей внутреннего сгорания. Использование в программе математических моделей, отражающих сущность физических процессов, происходящих в двигателе, позволяет получить высокую точность результатов численного эксперимента. Опыт использования ПК ДИЗЕЛЬ-2/4т применительно к двигателям разного размера и назначения показал, что он позволяет проводить расчеты без предварительной настройки используемых коэффициентов на конкретный двигатель. Достаточно использовать настройки с близкого по размерам двигателя или настройки «по умолчанию». Для получения надежных расчетных результатов при поиске путей улучшения характеристик двигателя, снижения уровня эмиссии вредных веществ и т. п. целесообразно провести сопоставление расчетных данных с результатами измерений параметров двигателя в базовой конфигурации на нескольких режимах. По результатам сравнения, если это требуется, можно провести дополнительную настройку некоторых эмпирических коэффициентов. Количество эмпирических коэффициентов невелико, они строго постоянны для любых режимов работы двигателя и для любой его конфигурации.

Ниже приводится сравнение расчетных и экспериментальных данных для дизеля грузовика КамАЗ -7405. Данные для сопоставления взяты для режимов внешней скоростной характеристики. Величины всех эмпирических коэффициентов строго идентичны.

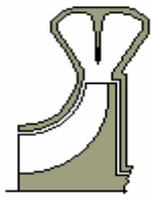
Экспериментальные данные предоставлены НТИЦ «КамАЗ» .

Измерения и обработка данных проводились на стенде фирмы AVL.

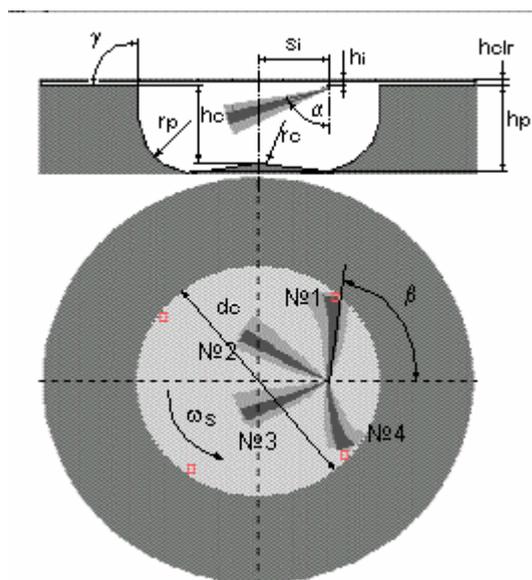
#### *Основные конструктивные данные*

Полный перечень необходимых данных для расчета (с иллюстрациями) из-за ограничения объема здесь не приводится. С ним можно ознакомиться в INTERNET на сайте посвященном программе ДИЗЕЛЬ-2/4т

URL: <http://www.bmstu.ru/facult/em/em2/diesel/d11rus.htm> .

Название двигателя.	КамАЗ -7405
Диаметр цилиндра, мм	120
Ход поршня, мм	120
Длина шатуна, мм	225
Число цилиндров двигателя	8
Степень сжатия	16
Распылитель	4 x 0.3
Материал поршня или его головки, если поршень составной (чугун, сталь, алюминий)	сталь
Материал крышки цилиндра (чугун, сталь, алюминий)	алюминий
Система охлаждения: - жидкостная или воздушная.	жидкостная
Каждый ряд V образного дизеля имеет свой турбокомпрессор и 2 выпускных коллектора, объединяющих по 2 цилиндра и соединенных с преобразователем импульсом выполненным в улитке турбины.	

Расчетная схема КС и ориентации топливных струй



Количество идентичных струй:	4 x 0.33
Угол $\beta$ :	0
Угол $\alpha$ :	$60^\circ$
Внешний диаметр КС, $d_c$ :	64 мм
Радиус скругления в центре, $r_c$ :	20 мм
Радиус скруглен. на периферии, $r_p$ :	5 мм
Глубина КС в центре, $h_c$ :	23.2 мм
Глубина КС на периферии, $h_p$ :	23.2 мм
Угол наклона образующей КС к плоскости поршня $\gamma$ :	$90^\circ$
Надпоршневой зазор $h_{clr}$ :	1 мм
Смещение распылителя от оси $s_i$ :	0 мм
Выступание оси распылителя от дна крышки $h_i$ :	2 мм

Камера сгорания дизеля и расположение топливных струй представлены на рис. 27.

Результаты расчета:

Сравнение расчетных и экспериментальных данных

Интегральные показатели

Параметр	n=2200 1/мин		n=1400 1/мин		n=1000 1/мин	
	Экспер	Расчет	Экспер	Расчет	Экспер	Расчет
$N_e$ -Мощность, кВт	192.3	193.6	140.1	138.8	92.6	92.5
$b_e$ -Удельный эффект расход топлива, г/(кВт*ч)	213.7	212.4	201	202.8	212	212.2
$P_e$ -Ср. эфф. давление, бар	9.66	9.72	11.06	10.96	10.24	10.22
$P_i$ -Ср. индикаторное давление, бар	11.74	11.7	12.51	12.03	11.18	11.05
$G_v$ -Расход воздуха, кг/с	0.346	0.346	0.178	0.182	0.110	0.112
$P_z$ -Максимальное давление цикла, бар	130.7	129.5	116.8	121.	105.2	107.9
$P_{впр}$ - Максимальное давление впрыска, бар	672	665	540	532	355	349
Hartrige-Уровень дыма по шкале Хартриджа	7.0	7.8	20.	15.9	41.	38.
$P_t$ -Давление газов перед турбиной, бар	1.89	1.89	1.37	1.36	1.19	1.2
$T_t^*$ -Температура газов перед турбиной, К	768	764	798	753	788	752
$T_{гол}$ -Температура огневого дна головки, К	454	459	436	439	416	430
$q_c$ -Цикловая подача топл., г	0.0778		0.0838		0.0818	
$F_i$ впр-Продолжительность впрыска, град. п.к.в.	21.2		15.35		14.05	
$F_i$ опер- УОВ, град. п.к.в.	14.		12.4		12.	

Отличие расчетной температуры газа перед турбиной  $Tt^*$  от измеренной обусловлено хорошо известным обстоятельством: измерение термопарой температуры пульсирующего потока дает завышенные результаты. Ошибка измерения тем больше, чем больше отношение перепада давления в импульсе к средней величине давления.

Некоторые параметры из таблицы представлены на графике (рис. 26).

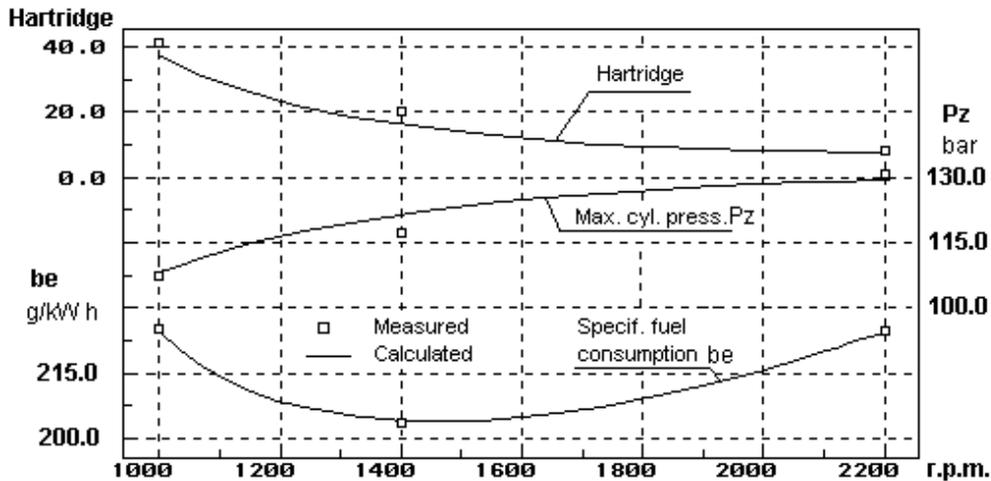


Рис. 26. Сравнение расчетных и экспериментальных данных дизеля КамАЗ при работе его по внешней скоростной характеристике

Результаты расчета смесеобразования и сгорания, отображенные в графическом виде с помощью программы Fuel Jet Visualization представлены на рис. 27.

В результате расчета процесса смесеобразования вычисляются доли топлива, попавшего в те или иные характерные зоны. Эти данные помещаются в специальные таблицы (см. раздел 1.2.9. "Анализ результатов расчета смесеобразования"). Анализ этих данных позволяет выявить сильные и слабые стороны организации процесса смесеобразования в КС исследуемого дизеля, выявить возможные резервы совершенствования рабочего процесса с целью снижения расхода топлива, эмиссии дыма и  $NO_x$ .

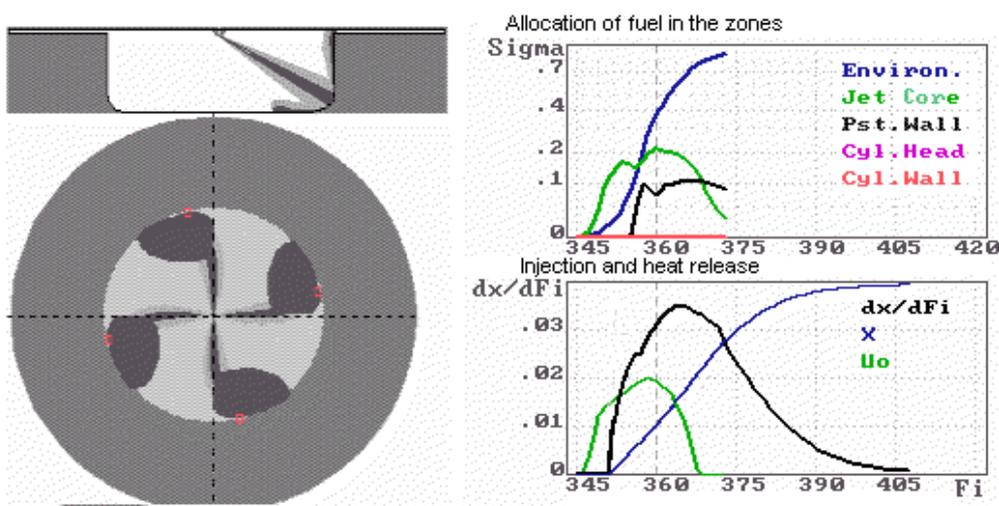


Рис. 27. Результат расчета смесеобразования и сгорания в КС дизеля на режиме полной мощности  $n=2200$  1/мин,  $P_c = 9.7$  бар

На рис. 28 приведено сопоставление расчетных и измеренных зависимостей давлений в цилиндре от угла поворота кривошипа. "Замеренная" скорость тепловыделения получена обработкой экспериментальных значений давления.

Характеристики впрыска, необходимые для расчета, получены экспериментально и являются входными данными для расчета.

Изменение давления в цилиндре и скорости тепловыделения  
по углу поворота вала на разных режимах

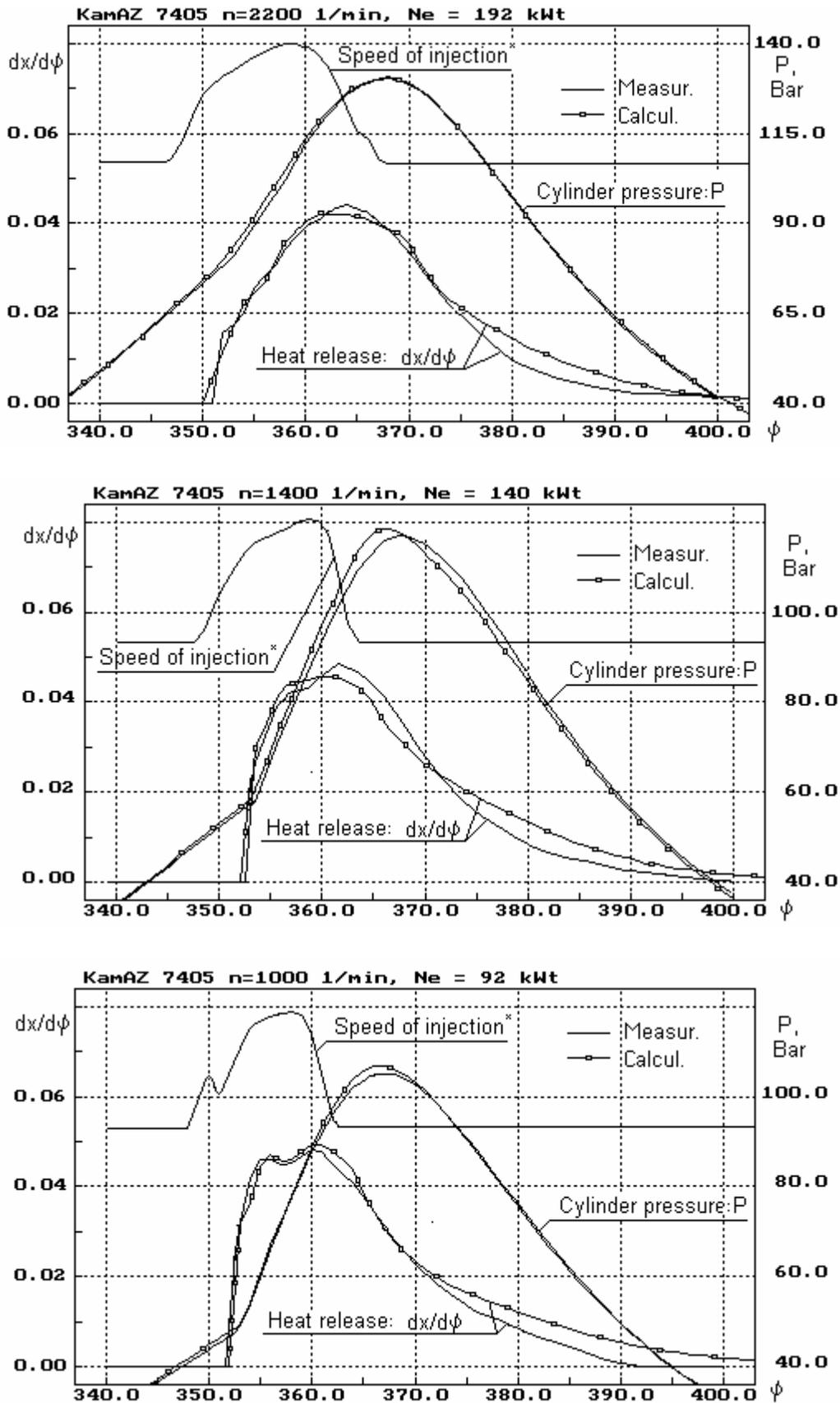


Рис. 28. Индикаторные диаграммы -  $P$  и кривые скорости тепловыделения -  $dx/d\phi$ , полученные экспериментально и расчетным способом для трех режимов внешней скоростной характеристики.

## Изменение параметров газа в ходе газообмена

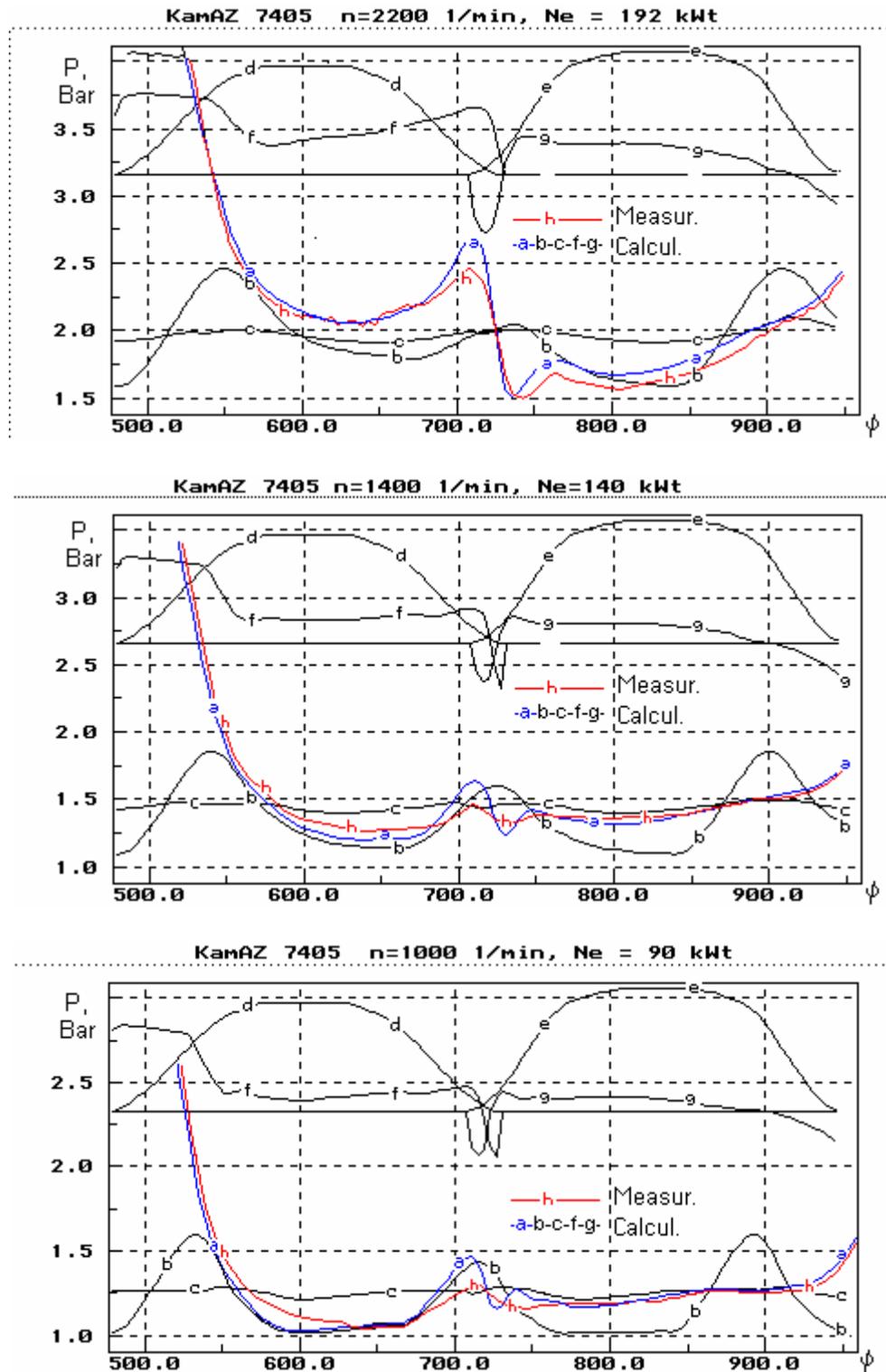


Рис. 29. Изменение параметров в цилиндре и коллекторах двигателя КамАЗ-7405, полученные экспериментально и расчетным образом для трех режимов внешней скоростной характеристики.

Обозначения:

Давление в цилиндре: а – расчетное; h - измеренное ;

b - давление в выпускном коллекторе; c - давление во впускном коллекторе;

площадь проходного сечения: d - выпускного клапана; e - впускного клапана;

скорость газа: f – в выпускном клапанном канале; g – во впускном канале.

### 1.2.9. Анализ результатов расчета смесеобразования разных дизелей

В результате расчета движения каждой из топливных струй в программе ДИЗЕЛЬ-2/4т вычисляется количество топлива, попавшего в каждую из характерных зон. Внутри одной характерной зоны приблизительно одинаковые условия испарения топлива. Скорости испарения топлива в разных зонах сильно отличаются.

Для хорошего смесеобразования следует конструировать форму камеры сгорания и направлять струи оптимальным образом. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-2/4т позволяет оценить эффективность каждого варианта конструкции с помощью расчета. С этой целью в файл результатов выводится таблица, содержащая распределение топлива от каждой струи по характерным зонам, включая зоны пересечения пристеночных потоков от соседних струй. Чтобы добиться быстрого сгорания следует направлять каждую струю так, чтобы максимальное количество топлива попадало в зоны с хорошими условиями для испарения: в оболочку струи, в оболочку пристеночного потока и, чуть в меньшей степени в ядро пристеночного потока. Следует избегать попадания большого количества топлива в зоны с низкой скоростью испарения: зоны пересечения пристеночных потоков соседних струй, на зеркало и крышку цилиндра. Ниже представлены результаты расчета смесеобразования автомобильного дизеля с наддувом (центральное расположение форсунки, распылитель 4 x 0.33).

*Распределение топлива по зонам (момент окончания развития струй) %*  
 КамАЗ - 7405,  $n=2200$  1/мин,  $P_e = 9.7$  бар. Схема КС представлена на рис. 27.  
 Вихревое число для КС в конце сжатия:  $H = 3$ .

№ струи	Оболочка струи и п/п*	Ядро свобод. Струи	Ядро п/п*	Область пересечения п/п*	Поверхн. головки цилиндра	Зеркало цилиндра
1	74.90	2.90	22.20	0.0	0.0	0.0
Sum	74.90	2.90	22.20	0.0	0.0	0.0

\* п/п - пристеночный поток.

Если струи топлива развиваются в разных условиях, то таблица содержит данные для каждой струи.

*Распределение топлива по зонам (момент окончания развития струй) %*  
 СМД:  $n=1800$  1/мин,  $P_e = 7.7$  бар. ( $D = 120$  mm,  $S = 140$  mm, сопла 4 x 0.33)  
 Схема камеры сгорания представлена на рис.10

№ струи	Оболочка струи и п/п	Ядро свобод. струи	Ядро п/п	Область пересечения п/п	Поверхн. головки цилиндра	Зеркало цилиндра
1	17.03	0.08	7.84	0	0.05	0
2	19.61	0.38	5.01	0	0	0
3	20.95	0.61	3.43	0	0	0
4	17.09	0.09	7.57	0	0.24	0
Sum	74.69	1.17	23.85	0	0.29	0

Из полученных результатов следует, что топливо от 1 и 4 струй достигает поверхности головки цилиндра, пристеночные потоки струй не пересекаются.

Для дизеля с объемным смесеобразованием, на стенки камеры сгорания попадает вдвое меньше топлива, чем для двигателя с объемно-пленочным процессом (столбец: "Ядро п/п").

*Распределение топлива по зонам (момент окончания развития струй) %*  
Д42  $n=750$  1/мин,  $P_e = 17$ . бар. ( $D = 300$  mm,  $S = 380$  mm, сопла  $8 \times 0.5$ ).  
Все струи идентичны. Схема камеры сгорания представлена на рис. 6.

№ струи	Оболочка струи и п/п	Ядро свобод. струи	Ядро п/п	Область пересечения п/п	Поверхн. головки цилиндра	Зеркало цилиндра
1	84.32	1.73	13.54	0.97	0.0	0.41
Sum	82.27	1.73	12.57	3.03	0.09	0.41

Из полученных результатов следует, что лишь очень незначительная часть топлива достигает поверхности зеркала цилиндра: 0.41%. Пристеночные потоки струй пересекаются. В результате пересечения суммарная доля топлива в оболочке всех струй снижается на 2 % и часть пристеночного потока всех струй (3.03%) испаряется в зоне пересечения пристеночных потоков. Но эти очень маленькие количества топлива не оказывают существенного негативного влияния на скорость сгорания. Замедление сгорания вследствие пересечения пристеночных потоков начинает происходить тогда, когда суммарная доля топлива в этих зонах достигает 10 % и более.

*Распределение топлива по зонам (момент окончания развития струй) %*  
ЯМЗ 236:  $n=2100$  1/мин,  $P_e = 7$  бар. ( $D = 130$  mm,  $S = 140$  mm, сопла  $4 \times 0.32$ )  
Все струи идентичны. Схема камеры сгорания представлена на рис. 22

№ струи	Оболочка струи и п/п	Ядро свобод. струи	Ядро п/п	Область пересечения п/п	Поверхн. головки цилиндра	Зеркало цилиндра
1	65.77	0.55	28.07	5.07	5.61	0.0
Sum	57.47	0.55	23.00	13.37	5.61	0.0

Из полученных результатов следует:

В каждой струе 5.07% всего топлива попадает в зону пересечения пристеночных потоков. В результате этого снижается на 8.3 % суммарная доля топлива в оболочке всех струй. (В оболочке самые лучшие условия испарения.) Часть пристеночного потока всех струй (13.37%) испаряется в зоне пересечения с малой скоростью.

Негативный эффект от попадания большого количества топлива (5.61%) в надпоршневой зазор и осевшего на поверхности головки цилиндра не велик. Причина этого в том, что головка цилиндра этого дизеля отлита из чугуна, имеет относительно высокую температуру, которая не позволяет сильно снижаться скорости испарения.

Анализ таблиц распределения топлива и программа Fuel Jet Visualization позволяют оптимальным образом проектировать форму камеры сгорания дизеля и выбирать число, диаметр и направленность распыливающих отверстий. Эффективность каждого решения оценивается по экономичности и уровню эмиссии сажи и NOx. Можно пытаться свести к минимуму рост расхода топлива при снижении эмиссии NOx при современных тенденциях применения открытых камер сгорания, увеличения давления впрыска, уменьшения диаметра сопел, обеспечения пологого фронта нарастания давления впрыска при малом угле опережения подачи топлива.

## 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ВПРЫСК ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ

ПК ВПРЫСК - результат развития программного обеспечения, разработка которого начата в 1983 г. Перед авторами всегда стояли задачи создания продукта, пригодного для практических нужд, сочетающего адекватность математической модели реальному процессу ТП, быстродействие, надежность алгоритмов и удобство работы. ПК ВПРЫСК создавался для конструкторских и исследовательских нужд, но всегда предпринимались попытки его адаптации для задач обучения [23,25,33]. ПК ВПРЫСК обеспечивает следующие возможности:

- математическое моделирование работы ТПА различного состава и структуры. Обеспечена безотносительность ТПА к назначению ДВС и конструктивному выполнению составляющих ТПА (например, ТНВД - многосекционные, индивидуальные, распределительные, роторные, диафрагменные и т.д., привод плунжера - кулачками и толкателями любого типа, гидравлический или иной, форсунки открытые, клапанные, нормальные, штифтовые и т.д.);
- создание образа ТПА на уровне редактирования исходных данных или в графическом редакторе;
- исследование ТПА на различных режимах работы, построение скоростных, нагрузочных или регулировочных характеристик;
- проведение одно-, двух-, многофакторных численных экспериментов;
- проведение многопараметрической оптимизации ТПА;
- организация совместной работы с ПК ДИЗЕЛЬ, разработка ТПА по заданной характеристике впрыска или другим показателям рабочего процесса;
- достоверное описание ТП, достигнутое использованием результатов теоретических и экспериментальных исследований, проведенных в МГТУ;
- развитые сервисные возможности оболочки ПК: быстрая подготовка и контроль исходных данных, наглядное представление результатов;
- получение интегральных и мгновенных характеристик работы ТПА, включая давления, скорости, перемещения, силы, моменты, напряжения и др.;

ПК ВПРЫСК использовался непосредственно или при выполнении работ для ОАО "ЗМЗ", ОАО "НЗТА", АМО "Зил", АОЗТ "Коломенский завод", в университетах г.Лимы и г.Арекипы (Перу). В МГТУ им. Н.Э.Баумана на базе ПК ВПРЫСК с 1993 г. введено курсовое проектирование ТПА студентами 6 курса.

Материалы этого издания докладывались на науч.-техн. конференциях МГТУ и МАДИ, конф. "165 лет МГТУ им. Н.Э.Баумана" (1995); "100 лет российскому автомобилю" (МАМИ, 1996); "Двигатель-97" (1997); "Стратегия развития университетского технического образования в России" (1998); "Решение экологических проблем в автотракторном комплексе" (МАДИ, 1999); Науч.-пр. сем. "Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС" (Владимир, 1997), изложены в [22-42].

Описание ПК ВПРЫСК приведено в сети INTERNET на сервере Московского технического университета им. Н.Э.Баумана, на сайте кафедры "Поршневые двигатели": <http://www.bmstu.ru/facult/em/em2/inject/i11rus.htm>

## 2.1. Исследование топливных систем произвольных конструкций

Конструкции вновь разрабатываемых топливных систем все меньше соответствуют традиционной схеме 30-х годов. Патентная активность, прогнозы и тенденции развития убеждают в необходимости создания универсального программного обеспечения для моделирования топливоподачи (ТП) произвольной ТПА. Обычно под новый тип ТПА приходится готовить новые алгоритмы и программы. Это сужает возможности создания новых систем, исключает проведение дискретной оптимизации, где в качестве параметров могут выступать сами элементы системы или наличие связей между ними. В отличие от продуктов фирм Caterpillar, Ricardo и R.Bosch, ПК ВПРЫСК генерирует схему ТПА из фиксированного ряда укрупненных функциональных элементов, взаимодействующих между собой. Оперирование с понятными и определенными конструктивными узлами ускоряет генерирование схемы ТПА и резко уменьшает вероятность ошибки ее интерпретации. К числу таких примитивов относятся:

- плунжерная пара;
- трубопровод;
- жиклер;
- форсунка любого типа;
- гидросилитель;
- полость переменного объема;
- регулирующий узел с переменным  $\mu F$  и, возможно, электрически или иным способом управляемый (клапан любого типа, золотник, жиклер, демпфер и т.д.)

Дальнейшее уточнение вида примитива, его конструктивных особенностей, конкретных значений параметров производится в таблицах исходных данных (рис.30).

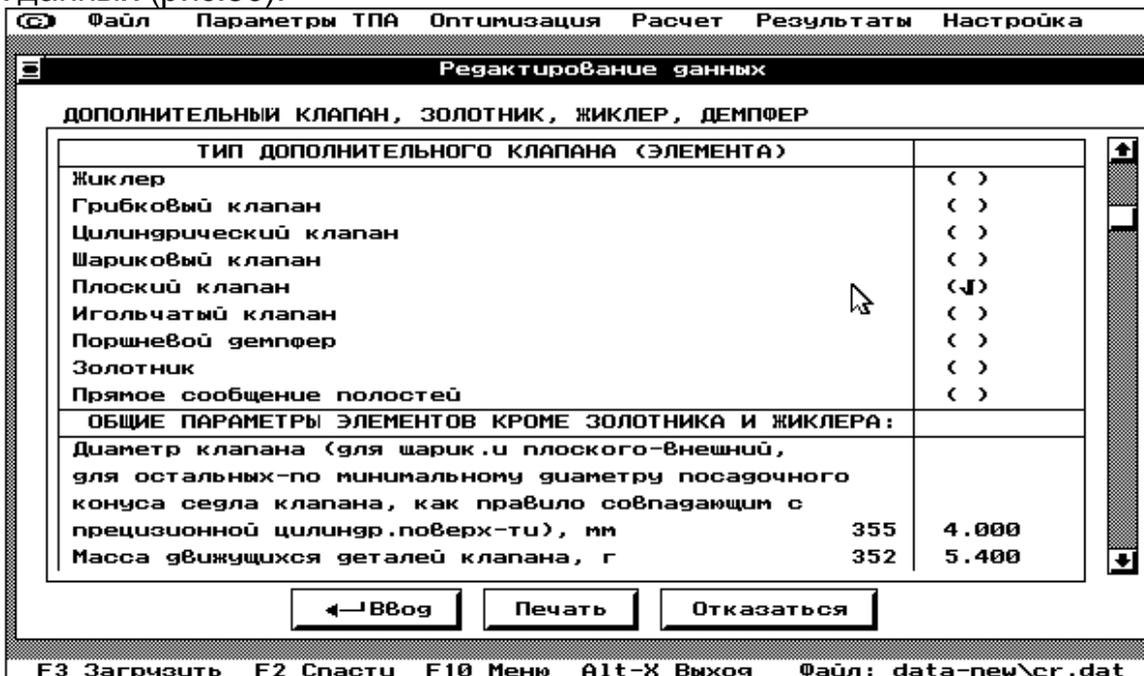


Рис.30. Экран редактирования данных по элементам генерированной ТПА

Расчет процесса подачи произвольной ТПА обеспечен универсализацией уравнений математической модели [30,35] (см. ниже). С помощью ПК

ВПРЫСК возможно исследование всех реально используемых или опытных систем: усложненных на базе традиционной, с механическим, гидравлическим или прочими приводами плунжера, индивидуальных, многосекционных, распределительных топливных насосов высокого давления (ТНВД), аккумуляторных систем, с мультипликаторами давления и т.п.

Для традиционной ТПА счет ведется до установления по цикловой подаче, начальному давлению в линии высокого давления (ЛВД). Для усложненных систем возможны дополнительные критерии сходимости, например, для ТПА с замкнутым надыгольным объемом - по давлению над иглой и т.д.

Адекватность интерпретации реальной ТПА расчетной схемой даже при оперировании укрупненными примитивами зависит от исследователя. На рис.31 иллюстрируется различие давлений в датчике перед форсункой, полученных при расчете ТПА в предположении единого трубопровода между щтуцером ТНВД и карманом форсунки (как обычно и считается) и при разбиении его на собственно трубопровод и канал в корпусе форсунки с промежуточной полостью. Упрощенная интерпретация обеспечит расхождение с экспериментальными данными.

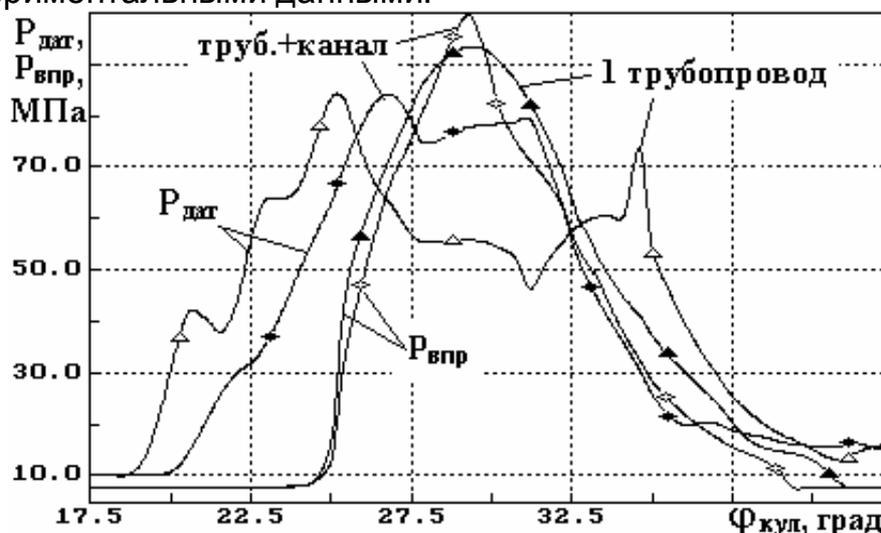


Рис.31. Расчетное давление в датчике перед форсункой  $P_{дат}$  и давление впрыска  $P_{впр}$  с ТНВД Lucas EPIC для дизеля 4ЧН8,7/9,4: ЛВД интерпретирована одним трубопроводом длиной 600 мм или длиной 450 мм с каналом форсунки 150 мм

## 2.2. Графический редактор для генерации схемы топливной системы

Для работы с ТПА усложненных схем представляет большую трудность интерпретация схемы ТПА и получаемых результатов с помощью так называемого “словесного портрета”. В этой ситуации оказались незаменимы графические приложения. Они состоят из файлов и программ графического редактора, программ распознавания образов, программ контроля, встроенных в расчетные программы подпрограмм адаптации графического образа. Пользователь формирует на экране состав и структуру ТПА, используя примитивы и устанавливая связи между конкретными входами каждого из них. Линией изображается акустически короткая гидравлическая связь. На экране редактора каждый примитив отображен в палитре меню и может быть изображен на рабочем поле (рис.32).

Графический редактор допускает обычную работу с файлами графического образа, удаление, перемещение, копирование, вращение элементов и связей, настройку режимов работы, вывод схемы ТПА на печать, в растровый или текстовый файлы и др.

Программы обработки трансформируют рисунок в матрицу связей, распознают образы, интерпретируют схему ТПА для расчетных программ, анализируют возможность функционирования такой ТПА.

Для контроля распознавания выдается сообщение об интерпретации графического образа программой, а в конфликтных ситуациях - сообщение о вероятной ошибке. На рис.33 представлена доступная для расчетов ТПА.

Редактор выполнен в соответствии с общепринятым стандартом на пользовательский интерфейс и встроен в оболочку ПК.

### **2.3. Общая характеристика математической модели топливоподачи**

Расчеты ТП давно стали практическим инструментом исследования и доводки ТПА. Но для расширения их возможностей потребовалось дополнение расчетных программ аппаратом оптимизации, современной сервисной оболочкой. В плане совершенствования математической модели ТП стало необходимым повышение ее универсальности для исследования разнообразных систем, а также повышение ее адекватности реальному процессу. В используемых сегодня методах расчета ТП имеется немало допущений [22,24], многие из которых стали неприемлемыми в новых условиях ТП. К ним относятся такие существенные явления, как тепловые эффекты, двухфазность, трение в условиях нестационарности, динамические явления в приводе, разночтения в оценке упругих свойств топлив и неучет растворения и конденсации газовой фазы при сжатии топлива и др. Многие из них описаны неадекватно или вовсе не описаны из-за неизученности физических процессов, сопровождающих ТП.

Математическая модель ПК ВПРЫСК является не просто компиляцией наиболее удачных и апробированных методов расчета, а базируется на ряде новых авторских разработок в области изучения особенностей физических процессов при ТП и их адекватного математического описания. Большинство из них подробнее описаны в докторской диссертации [42]. Некоторые особенности используемых моделей демонстрируются ниже.

### **2.4. Решения задачи о нестационарном течении в трубопроводе с использованием метода распада произвольного разрыва**

Из численных методов расчета течения в трубопроводе оправданы одномерные модели. Однако, не все из них обеспечивают учет переменности скорости звука, сечения трубопровода, конвективных потоков, гидродинамического трения, неизотермичности, двухфазности топлива, не искажают решение за счет "размывания" волн, схемной вязкости. В наибольшей степени этим требованиям отвечает методология распада произвольного разрыва. Один из двух вариантов решения основывается на уравнениях нестационарного движения и неразрывности сжимаемой вязкой жидкости в канале переменного сечения [32]. Изменение сечения канала рассматривается как фактор геометрии канала и от деформации.

Другая, концептуально близкая модель течения в трубопроводе - консервативный метод распада разрыва непосредственно использует методологию С.К. Годунова. В обоих случаях для ускорения расчета и без ущерба точности принимается отсутствие сильных скачков параметров (т.е. отсутствия разрывов их производных), что соответствует условиям ТПА.

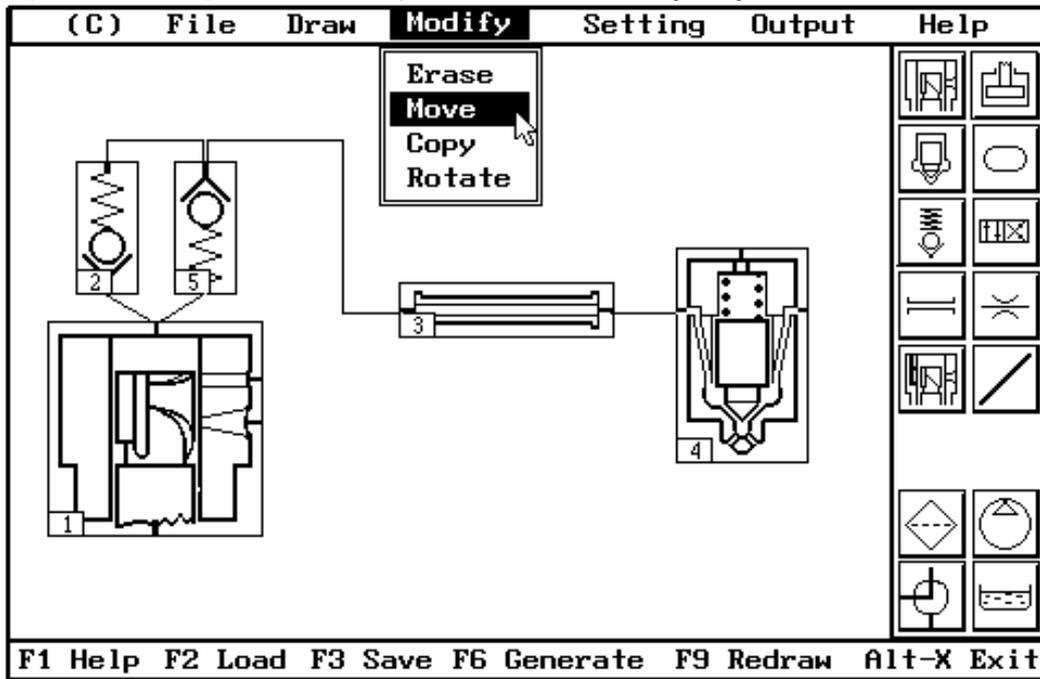


Рис.32. Экран графического редактора

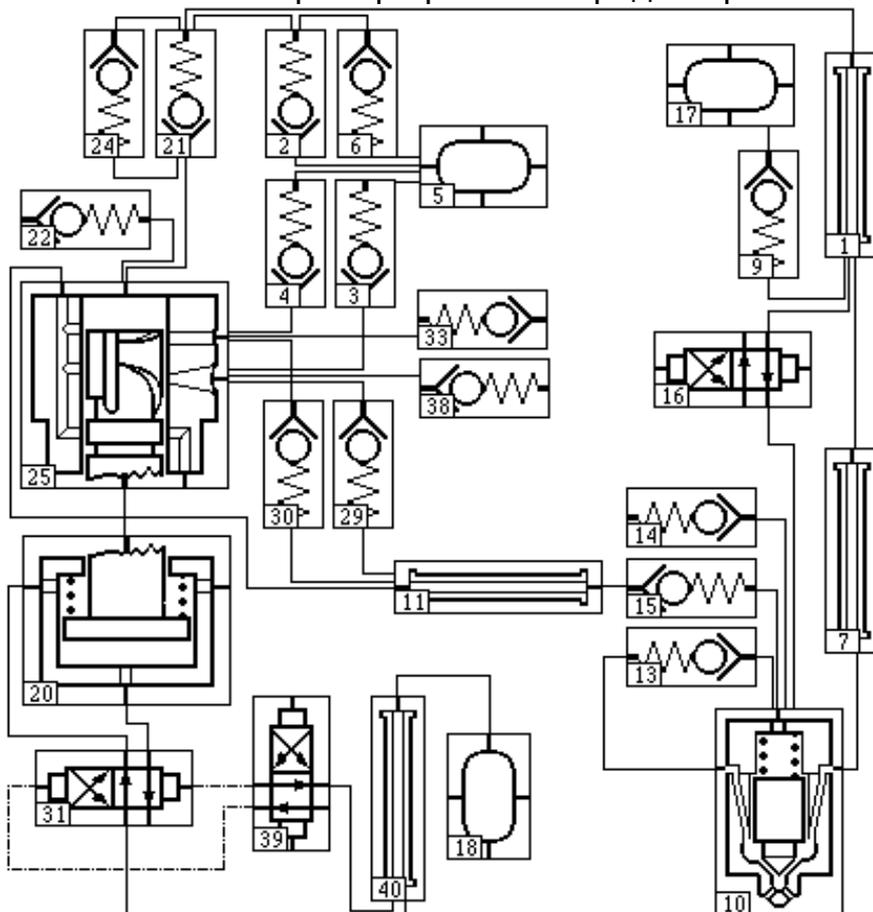
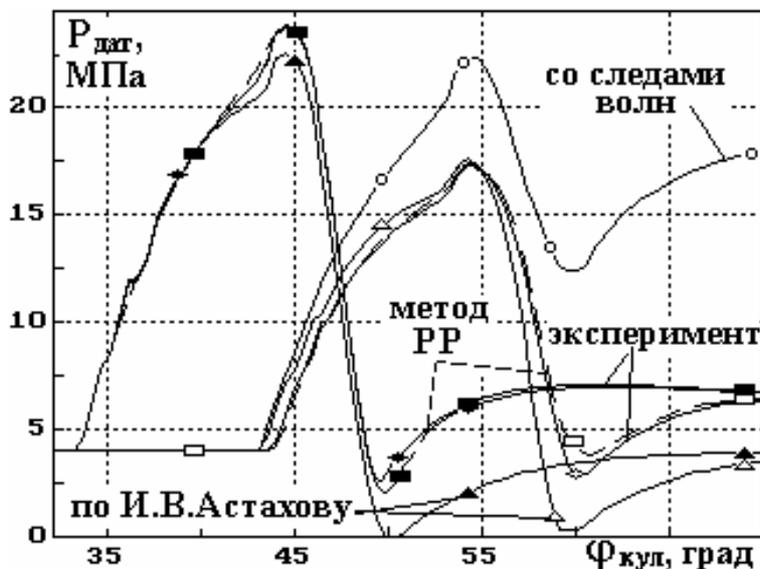


Рис.33. Собираемый образ ТПА из ранее исследованных систем, доступный для расчетных исследований

Предложенные методики особенно оправданы при существенности упомянутых выше усложняющих течение эффектов, например, как при интенсивном впрыске. Другой пример достоверности методик распада разрыва: они описывают повышение остаточного давления в конце подачи под влиянием трения и более достоверно описывают конец впрыска и подвпрыск. Это достигается без применения искусственных и неадекватных приемов типа “следов волн” (рис.34). Достоверность моделей обеспечивается при критерии Куранта 0,2...1,0. Тогда они проигры-



вают в скорости счета решению Д'Аламбера соответственно в 0,7...2,5 раза.

Рис.34. Расчет по разным методикам давления в двух датчиках на расстоянии  $\Delta L=2,53$  м в длинной трубе, вязкость топлива  $\eta=87 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

## 2.5. Расчет газообразования в процессе топливоподачи

При расчете течения в трубопроводах и использовании методик распада разрыва используются уравнения состояния топлив, полученные в МГТУ и описанные ниже. Наряду с уточненными способами в ПК ВПРЫСК для более быстрого счета, как в большинстве аналогичных программ, используется и решение Д'Аламбера [22]. В этом случае производится не только учет ликвидации, но и учет образования газовой фазы в процессе подачи.

Так приближенно удается описать гистерезис двухфазного состояния топлива. Как показано в табл.6 и рис.35, для ТНВД Компакт-24, при частоте вращения его вала  $n_{\text{кул}}=2250 \text{ мин}^{-1}$ , цикловой подаче  $g_{\text{ц}}=37 \text{ мг}$ , остаточном объеме  $V_{\text{ост}}=0,4\%$ , даже для традиционной ТПА расчет газообразования совершенно необходим для адекватного описания процесса подачи.

## 2.6. Учет нестационарного гидродинамического трения в нагнетательном трубопроводе

Ранее считалось, что влияние сопротивления нагнетательного трубопровода ТПА существенно только для судовых систем. С интенсификацией подачи, уменьшение диаметра трубопроводов, потери трения в них стали значительными для автотракторных систем подачи дизельного топлива. Известные методы оценки трения при его существенном влиянии не обеспечивают сходимости с экспериментом. В результате глубоких исследований МГТУ выявлены режимы течения, условия их существования, физические особенности нестационарных потоков в трубопроводах и трения в них [37,40]. Для нестационарных потоков созданы математические модели в

рамках методов пограничного слоя, а также на основе обширных экспериментов, включающих изучение структуры пограничного слоя и турбулентности пространственным разрешением 1 мкм, исследование локального нестационарного трения в условиях ТП получены полуэмпирические аппроксимации для быстрого счета.

Таблица 6. Параметры ТП дизеля 4ЧН8,7/9,4;  $n_{кул}=2250 \text{ мин}^{-1}$ ,  $V_{ост}=0,4 \%$

N	Метод расчета подачи	$h_{пл}^{акт}$ , мм	$g_{ц}$ , мг	$P_{впр}^{max}$ , МПа	Подвпрыск
1	С учетом газообразования	1,9	37	86,54	Отсутствует
2	Без учета газообразования	1,9	60	86,36	38%
3	Без учета газообразования	0,65	37	49,41	22,5%

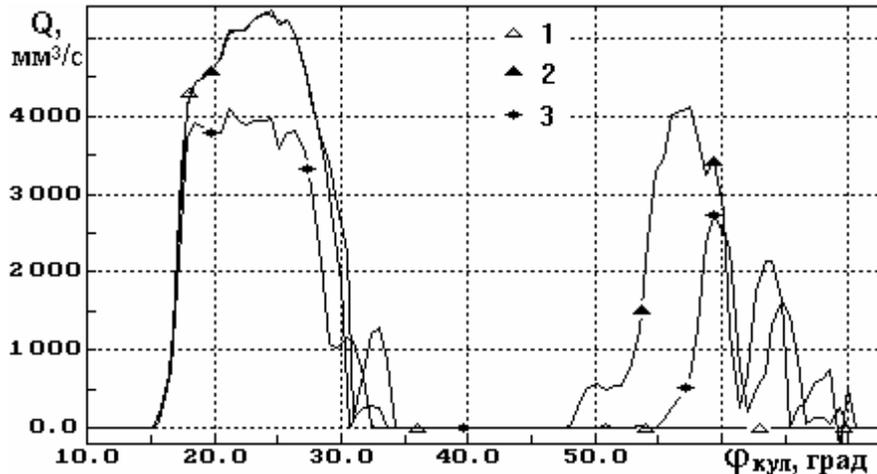


Рис.35. Закон ТП при учете газообразования (1) и без этого (2,3) - (см. табл.6)

В начале впрыска сопротивление трубопровода многократно превышает квазистационарное значение, при остановке потока его величина падает до нуля (рис.36,37). Используемые до сих пор для ТПА формулы Пуазейля, Блазиуса или аналогичные приводят к грубым ошибкам во всех фазах ТП. Их корректировка с помощью коэффициентов неэффективна, применяемые в ПК ВПРЫСК соотношения уникальны, пока их заменить нечем.

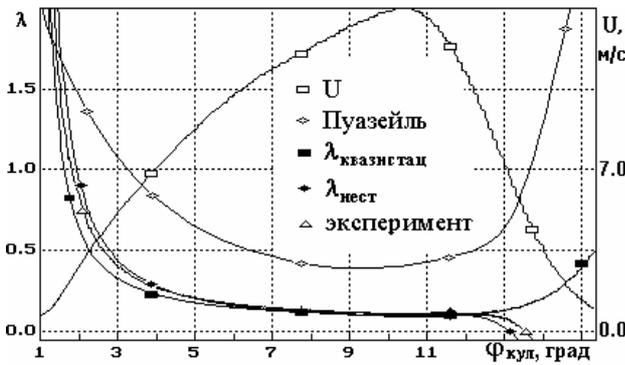


Рис.36. Коэффициент сопротивления ламинарного течения, вычисленный по формуле Пуазейля, полученным автором квази- и нестационарным формулам, экспериментальное значение

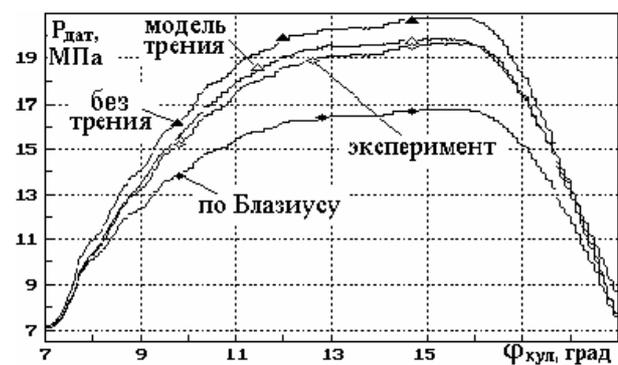


Рис.37. Давление в датчике длинной трубы при оценках трения при турбулентном течении по Блазиусу, предложенной модели нестационарного трения, экспериментальное значение

Табл.7 иллюстрирует необходимость корректного учета трения в расчетах интенсивного впрыска (скорости топлива до 110 м/с)

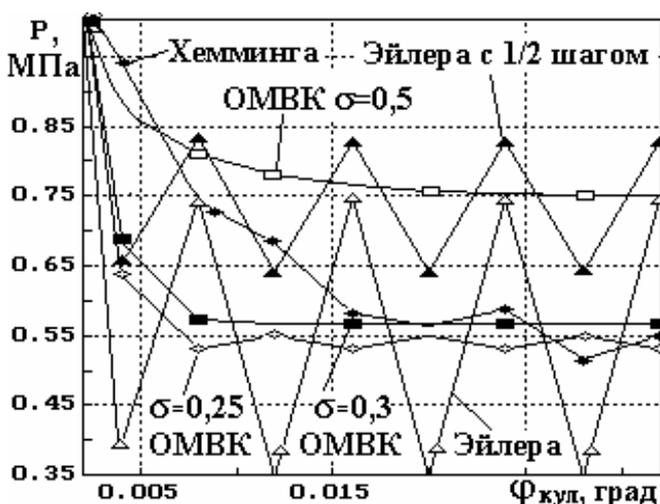
Таблица 7. Давления впрыска при различных оценках трения

Параметры	Способ учета трения в расчетах подачи			Эксперимент
	Трения нет	По Блазиусу	Формула (11)	
$P_{впр}^{max}$ , МПа	107	91,5	99	96
$P_{впр}^{cp}$ , МПа	75,5	61,5	66,5	67

## 2.7. Запись и интегрирование уравнений граничных условий

Интенсификация впрыска потребовала в ГУ использовать уравнения массового баланса. Они записываются для произвольной полости произвольной ТПА с учетом переменной плотности и объема топлива в полости, втекания через трубопровода и дроссели топлива. Впервые в них использованы уравнения расхода для сжимаемого однофазного или двухфазного топлива.

Серьезная проблема при интегрировании этих уравнений - неустойчивость, возникающая при малых объемах и перепадах давления. Она приводит к искажению результатов или прерываниям счета. В отличие от полностью неявного метода



Эйлера, примененного V.W.Egler (R.Bosch), в ПК ВПРЫСК использован ОМВК - одношаговый метод с весовыми коэффициентами ( $\sigma=0,25... 0,3$ ), многократно ускоряющий счет при итерациях на каждом шаге (рис.41).

Рис.41. Давление в полости после открытия перетока - интегрирование различными методами

Ввиду роста интереса к ТПА с повышенным давлением над иглой, на базе уравнения плоского ползущего течения получено выражение для утечек. На основании экспериментов установлено, что на упоре иглы  $Q_{ут} \approx 0$ .

## 2.8. Описание физических свойств топлив

Для топлив нет приемлемого уравнения состояния. Их упругость оценивают коэффициентом сжимаемости, опытные значения которого по различным источникам отличаются вдвое. После анализа методических погрешностей его получения в МГТУ проведен цикл экспериментов с измерением скорости движения волн для бензинов, дизельного и альтернативных топлив. Получено удобное для прямых и обратных пересчетов уравнение связи давления и плотности для однофазных жидких топлив. Для двухфазной газо-топливной смеси применяется пузырьковая модель, базирующаяся на уравнениях Релея, потока массы, состояния, первого закона

термодинамики для открытой системы, а также получено компактное выражение для быстрого расчета. Впервые они учитывают межфазовый теплообмен, растворение и конденсацию и только поэтому достигнуто достоверное описание физических свойств смесей при сжатии в ТПА (рис.38), а также гистерезис двухфазного состояния смесей в условиях ТПА (рис.39). Это позволило достоверно рассчитать сжимаемость топлив, скорость звука (рис.40).

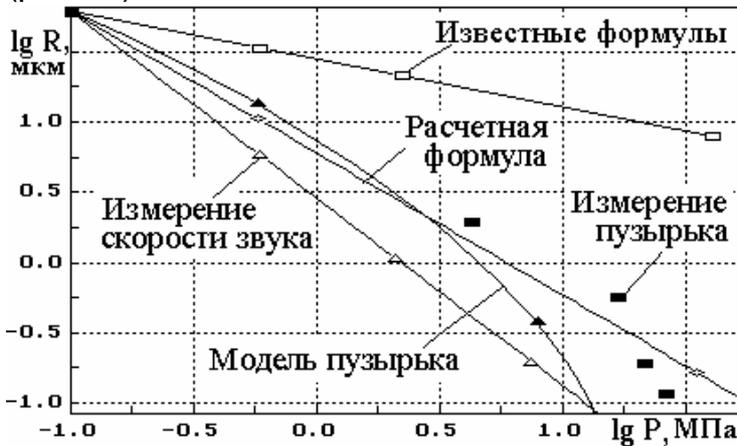
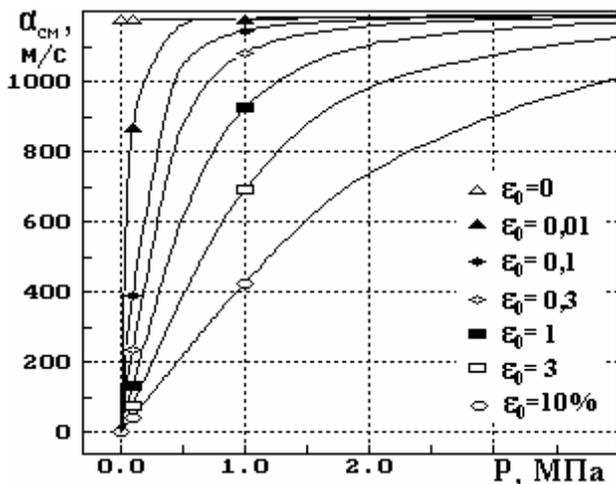


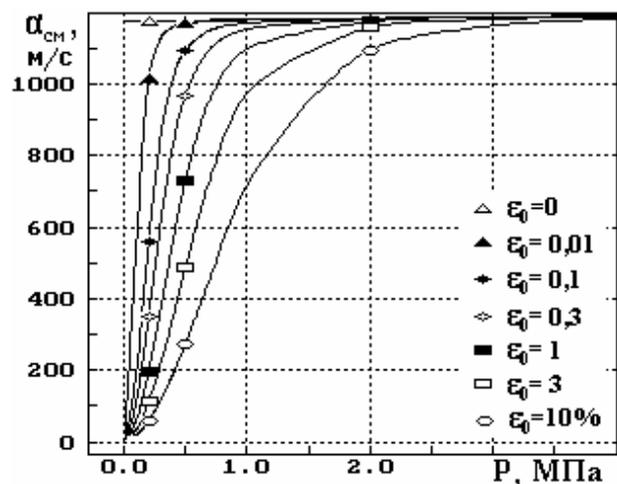
Рис.38. Коллапс пузырька  $d_0=62$  мкм в процессе ТП



Рис.39. Гистерезис двухфазного состояния и его схематизация



а



б

Рис.40. Скорость звука в функции давления и газосодержания по известным формулам для дисперсионной среды (а), по авторским соотношениям для растворимых газов и межфазного теплообмена (б)

## 2.9. Тепловые эффекты в процессе топливоподачи

Тепловые эффекты особенно важны при подаче тяжелых топлив и газотопливных смесей, в форсированных ДВС, с давлениями выше 80...100 МПа. Впервые в ПК ВПРЫСК корректно и с необходимой полнотой записано уравнение энергии для трубопровода и полостей [38]. Учтены важнейшие факторы неизотермичности при ТП: разогрев топлива от сжатия и теплообмен со стенками (рис.43). Для быстрых оценок теплообмена со стенками используются эмпирические формулы, а более точно - модель пограничного слоя С.С.Кутателадзе - А.И.Леонтьева. Расчетные методики подтверждены впервые проведенными измерениями нестационарных температур топлива

в ТПА. Обычный в расчетах ТП неучет тепловых эффектов при высоких давлениях ТП существенно снижает точность результатов (рис.44).

Еще один пример: подогрев топлива на  $0...230^{\circ}\text{C}$  для ускорения сме-сеобразования не оправдан, из-за ухудшения ТП (рис.45).

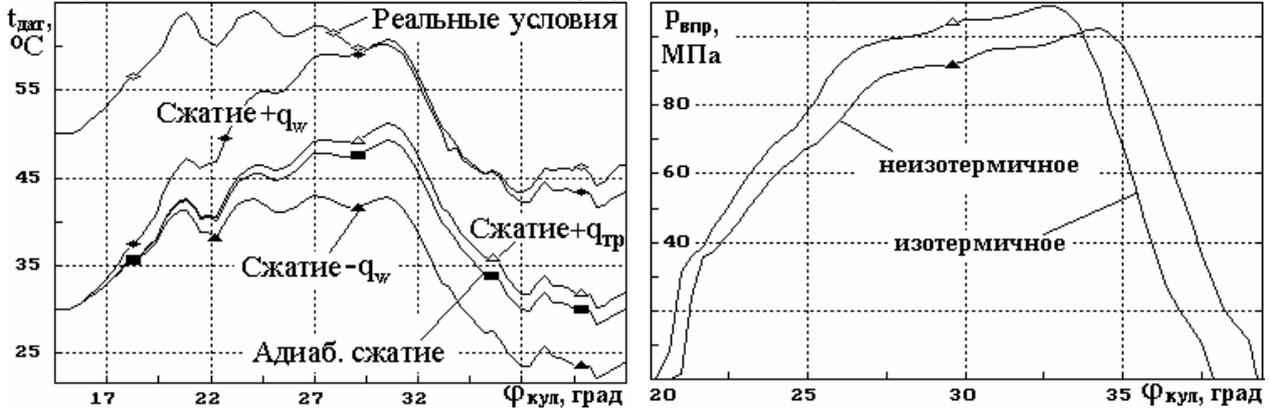
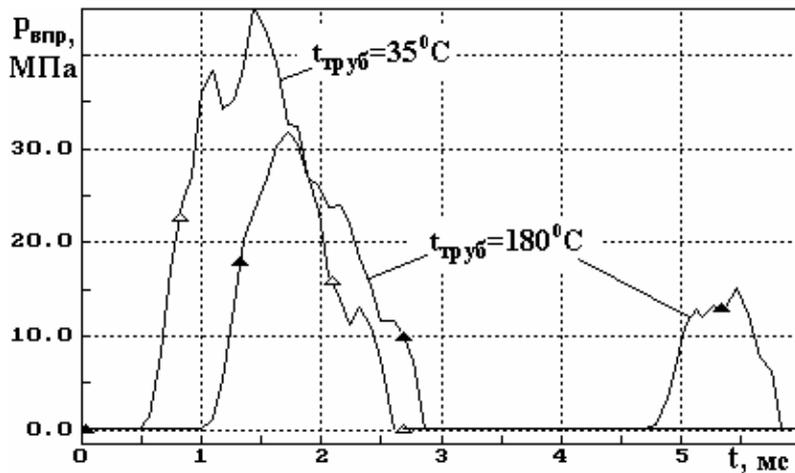


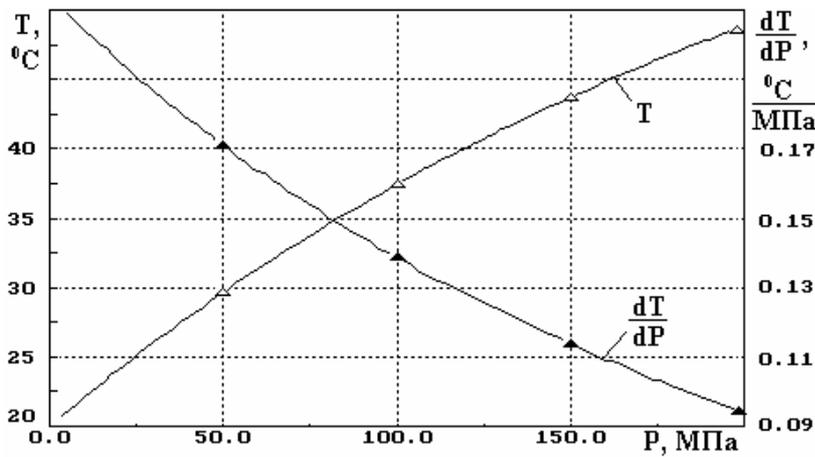
Рис.45. Подогрев трубопровода дизеля Ч10,5/12  $n_{кул}=900 \text{ мин}^{-1}$ ,  $g_{ц}=50 \text{ мг}$

Рис.43. Расчетная  $T$  в середине трубопровода при адиабатном сжатии, с теплотой трения, с нагревом ( $+q_w$ ) и охлаждением ( $-q_w$ ), в реальных тепловых условиях



Для адекватного описания подачи в современной ТПА с давлениями до 200 МПа недопустимо обычное пренебрежение тепло-

Рис.44. Давление впрыска в ТПА Д-49 при  $n_{кул}=500 \text{ мин}^{-1}$ ,  $g_{ц}=1,68\text{г}$  при изотермичном и неизотермичном течении



такой ТПА разогрев топлива во время ТП может достигать 50...100°C (рис.46), что ведет к снижению скорости звука на 50... 200 м/с и  $P_{впр}$  на 8...25 МПа.

Рис.46. Адиабатный разогрев дизельного топ-

## 2.10. Сопряженный расчет топливоподачи и динамики привода ТНВД

При проектировании дизелей, к сожалению, обычно, недооценивается значение динамики привода ТНВД. Интенсификация впрыска сделала это актуальным не только для насос-форсунок, но и для всех ТНВД. На рис.47 иллюстрируется влияние нежесткости привода на работу ТПА.

Использование известного статического коэффициента деформации не отражает физику процесса. Достоверно рассчитать ТП и нагрузки в приводе возможно при рассмотрении сопряженной задачи ТП и динамики привода ТНВД. Для этого в ПК ВПРЫСК совместно с основными уравнениями решаются уравнения вынужденных с затуханием колебаний в замкнутой (ремень, цепь) или линейной (шестерни, валы) дискретизированной крутильной системе [39]. Считается, что ТНВД не оказывает влияния на колебания коленчатого вала, но влияние на работу ТНВД его крутильных колебаний учитывается. Для линейных систем существенны люфты в сопряжениях, для замкнутых - невозможность передачи усилий сжатия. Эти обстоятельства отражаются логическими условиями для жесткостей.

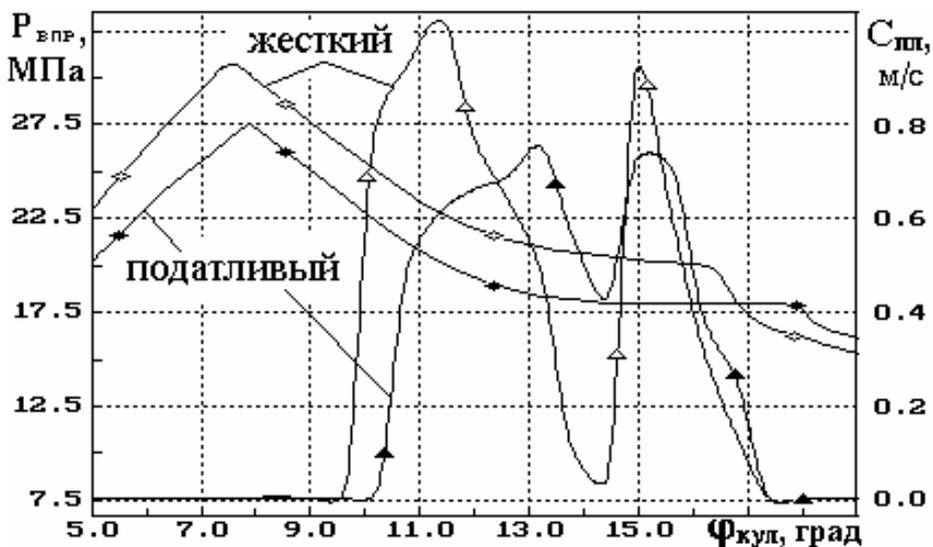
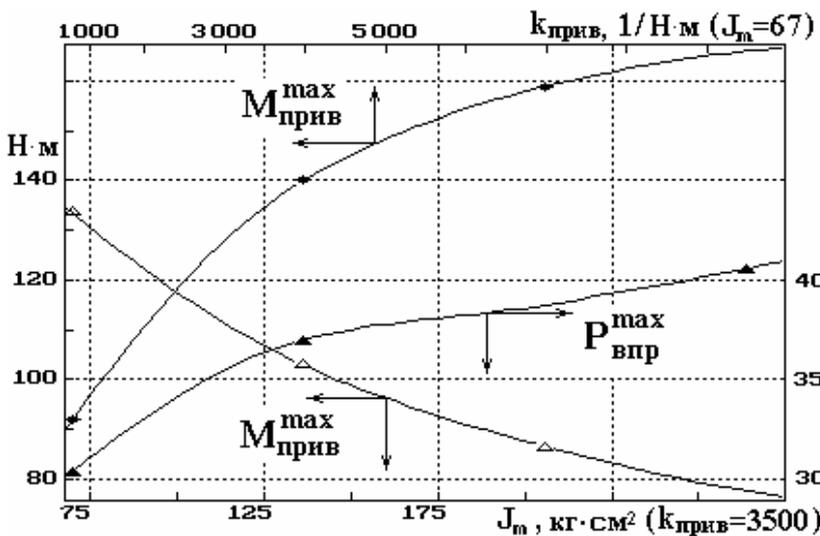


Рис.47. Скорость плунжера  $C_{пл}$  и давление впрыска  $P_{впр}$  при жестком и податливом приводе (ТНВД VE,  $J_m = 75 \text{ кг}\cdot\text{см}^2$ ,  $k_{негибк} = 5000 \text{ 1/Н}\cdot\text{м}$ ,  $n_{кул} = 750 \text{ мин}^{-1}$ )

В расчетах динамики привода используются оригинальные соотношения для потерь энергии в ТНВД различных типов, для момента на валу произвольного ТНВД по известной функции подъема плунжера, для момента и контактных напряжений на современных кулачках переменной кривизны, в

том числе в дезаксиальном кулачковом механизме, позволяющем снизить нагрузки на 10...15%.

Анализ динамики привода позволил выявить пути его рационального проектирования. Замедление кулачка тем больше, чем меньше частота, жесткость  $k_{прив}$  и момент инерции  $J_m$  ТНВД. Обратная зависимость - для момента в приводе. Маховик разгружает привод, стабилизирует вращение кулачка и параметры ТП за счет



кинетической энергии. Жесткий привод стабилизирует ТП за счет своего догружения (рис.48).

Рис.48 Максимальный момент в приводе и давление впрыска в функции жесткости и момента инерции насоса быстроходного дизеля в левой точке его максимальной скорости вращения.

Несогласованные  $k_{прив}$  и  $J_m$  не улучшают ТП, но перегружают привод, даже в сравнении с абсолютно жестким (рис.49). Попытки его усиления могут дать отрицательные результаты. Выход находится в оптимизации на базе расчета ТПА как гидромеханической системы. Удары в сопряжениях тем сильнее, чем больше люфты и жестче привод. Но и здесь полезен маховик. Ударные перегрузки ремня (цепи) из-за провисания ведущей ветви после впрыска, могут обуславливаться слабым натягом ведомой ветви. Привод генератора ремнем ТНВД малоэффективен в отношении  $P_{впр}$ . Моделирование гидромеханической системы "ТПА-привод" прогнозирует возникновение резонанса, но в исследованных вариантах он находился вне рабочих режимов. Привод без дополнительных маховиков практически не догружается при разгоне дизеля.

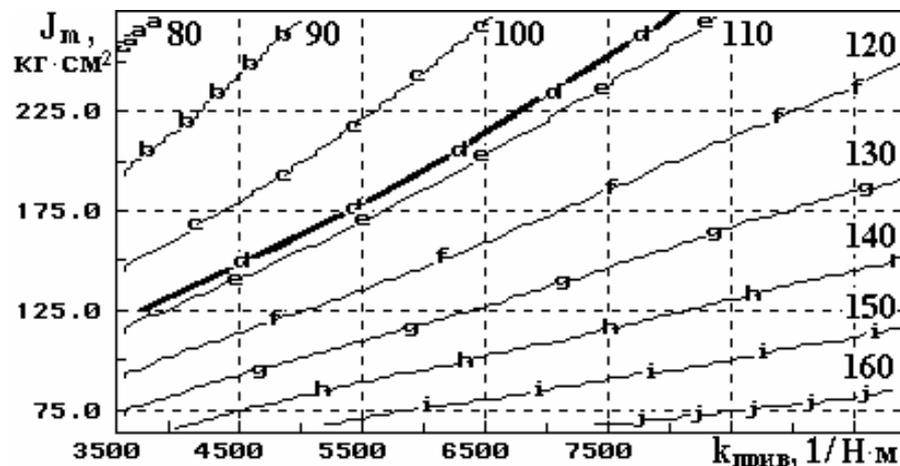


Рис.49. Максимальный момент в приводе (Н·м) ТНВД в зависимости от его жесткости и момента инерции при  $n_{кул}=750 \text{ мин}^{-1}$ ; Кривая d - момент абсолютно жесткого привода

Примером использования гидромеханической модели является доработка ременного привода дизеля ЧН8,7/9,4. При использовании форсированного ТНВД VE Bosch скоростная характеристика подачи на дизеле при

малых частотах проходила выше получаемой на безмоторном стенде, а при больших - ниже. С использованием ПК ВПРЫСК выявлено, что причиной первого явилась податливость привода, причиной второго - передача на вал ТНВД колебаний коленчатого вала. Проблему решили установкой маховика ТНВД, нового демпфера коленчатого вала и отказом от ужесточения ремня.

## 2.11. Аппарат оптимизации

Для оптимизации по 1...2 параметрам в ПК организуется однофакторный, двухфакторный или многофакторный с одним ведущим фактором численный эксперимент с представлением результатов в виде 2-х, 3-х и квазитрехмерной графики (рис.50, 51). В качестве их могут выступать любые конструктивные, регулировочные, режимные параметры произвольной ТПА.

Ввиду ориентированности ПК ВПРЫСК на ТПА произвольных схем и значительности массивов, число мгновенных показателей ограничено выбором из 130 возможных.

Для задач большей размерности используется аппарат параметрической оптимизации [31]. В отличие от используемых для ТПА методов функциональной оптимизации с анализом результатов планирования эксперимента, параметрические методы разнообразнее, надежнее и проще. Оптимизация ТПА сведена к задаче нелинейного программирования для функции многих переменных с ограничениями со штрафными коэффициентами. С учетом их и критериев оптимизации составлена целевая функция. Для задачи проектирования ТПА по заданной характеристике впрыска, такой подход более строг и универсален, чем стремление решить некорректно поставленную обратную задачу ТП.

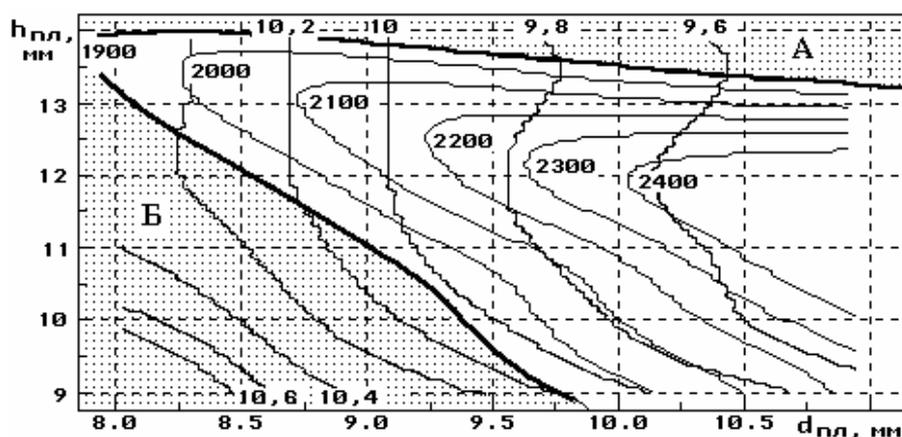


Рис.50. Время впрыска (9,6...10,6 град) дизеля Д-65 при ограничении максимальных контактных напряжений  $\sigma_k^{\max} = 1900$  МПа в функции хода и диаметра плунжера при геометрическом начале подачи 4,9 мм

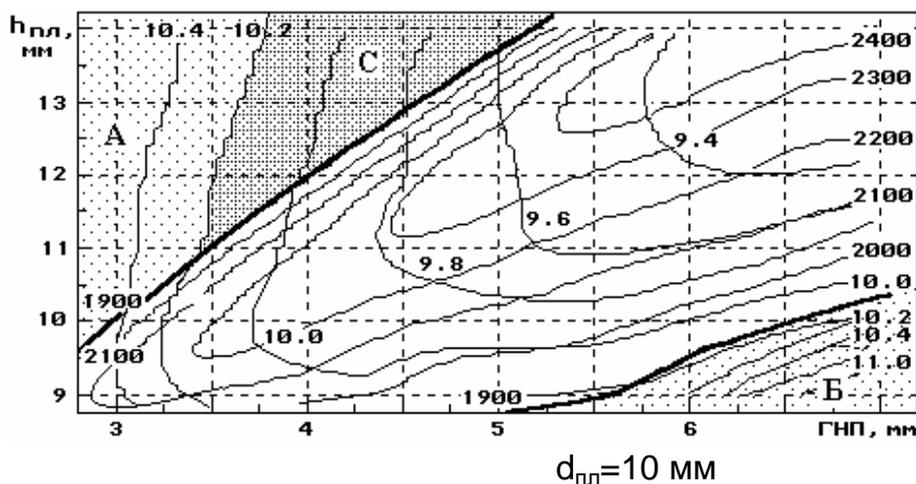


Рис.51. Время впрыска (9,4...11,0 град) дизеля Д-65 при ограничении максимальных контактных напряжений  $\sigma_k^{\max} = 1900$  МПа в функции хода плунжера и геометрического начала подачи при

Рядовым случаем оптимизации ТПА является множественность решений. Например, на рис.50 и 51 - зоны А и Б. При этом наивыгоднейшая зона С (рис.51), с продолжительностью впрыска, меньшей, чем в А и Б, может быть не выявлена, если стартовая точка поиска находилась вблизи зоны Б. Для решения различных оптимизационных задач может быть выбрана любая из 14-ти предусмотренных поисковых процедур (рис.52). Программное обеспечение подготовлено А.С. Кулешовым.

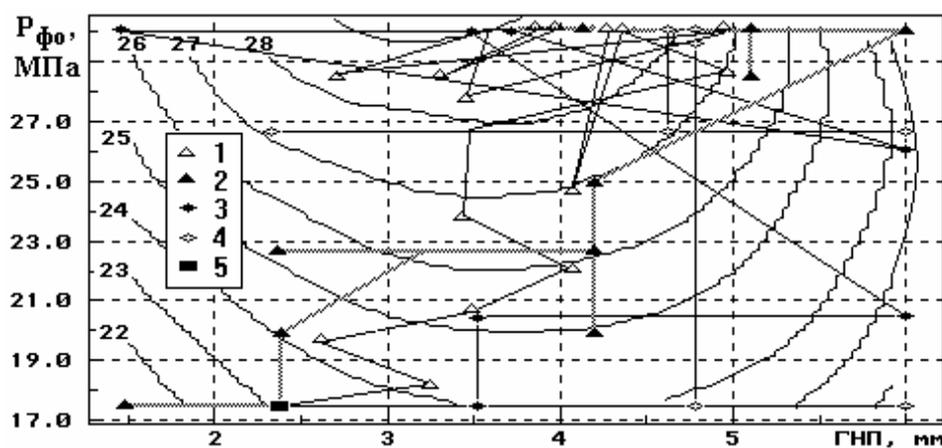


Рис.52. Движение к оптимуму в поле давления начала впрыска и геометрического начала подачи: 1- метод деформируемого многогранника; 2- наискорейшего спуска; 3- Розенброка; 4- по координатного спуска; 5- стартовая точка; изолинии (22...28 МПа) - среднее давление впрыска.

Из практики работ формулируются приемы решения оптимизационных задач: отсеивающие эксперименты, исключение невзаимодействующих, мало значимых и дискретных параметров, перевод их в число ограничений или условий счета, физическое расщепление (кинематика привода, клапан, форсунка и т.д.), комбинация методов поиска, подготовка и смена стартовых точек и др.

Ограничениями могут являться контактное напряжение, подвпрыск, заброс газов, максимальные давления в полостях, момент на валу, неравномерность его вращения и др. Трудности могут возникать с выбором критериев (продолжительность, давления впрыска, диаметр капли, характеристика впрыска и т.д.). Лучшим решением для ТПА, как открытой сложной системы, считаем ее совместную оптимизацию с рабочим процессом дизеля.

## 2.12. Совместная оптимизация топливоподачи и рабочего процесса

Необходимость совместная оптимизации топливоподачи и рабочего процесса обусловлена следующими причинами:

- оптимизация рабочего процесса - единственный обоснованный способ назначения требований к параметрам ТПА (число и диаметр сопел, их ориентация, продолжительность или характерное давление впрыска, его характеристика и др.);

- отдельная оптимизация каждого процесса обеспечивает менее высокие показатели дизеля, чем совместная;

- расчет рабочего процесса с использованием моделей, адекватно описывающих смесеобразование и сгорание (в отличие от большинства эксплуатируемых в России моделей ПК ДИЗЕЛЬ-4/2т этим требованиям отвечает) до проведения экспериментальных работ служит единственным критерием совершенства ТПА;

- полученные характеристики ТП с помощью ПК ВПРЫСК необходим для достоверного описания рабочих процессов с помощью ПК ДИЗЕЛЬ-4/2т;

- ПК ДИЗЕЛЬ-4/2т и ВПРЫСК выполнены в едином идеологическом ключе и технологической форме и обеспечивают обмен информацией.

Вместе с тем авторы посчитали бесперспективным объединять эти ПК в единый модуль: число параметров оптимизации становится неприемлемо большим, исключается или сильно затрудняется анализ каждого процесса, соответствующими процессами и конструкциями занимаются разные специалисты, разные производители, обычно эти процессы рассматриваются порознь.

### **2.13. Сервисная оболочка программного комплекса ВПРЫСК**

Сервисная оболочка придала расчетной программе современный пользовательский облик, сделала работу с ней удобной, приятной, доступной без длительного обучения, т.е. повысила производительность труда пользователя.

Работа в оболочке начинается из главного меню ПК (рис.53). Оно включает © - информацию о ПК (рис.54). Окно “Файл” и быстрые клавиши, указанные внизу, позволяют работать с файлами данных. В них также сохраняются все настройки самой оболочки. В окне “Параметры ТПА” возможен просмотр и редактирование исходных данных (рис.53). Это таблицы данных (рис.30) или графические функции (рис.55). В таблицах активны только необходимые для данной ТПА данные. Каждая таблица может быть распечатана. Каждая цифра таблицы контролируется при вводе во избежание расхождений со случайными ошибками.

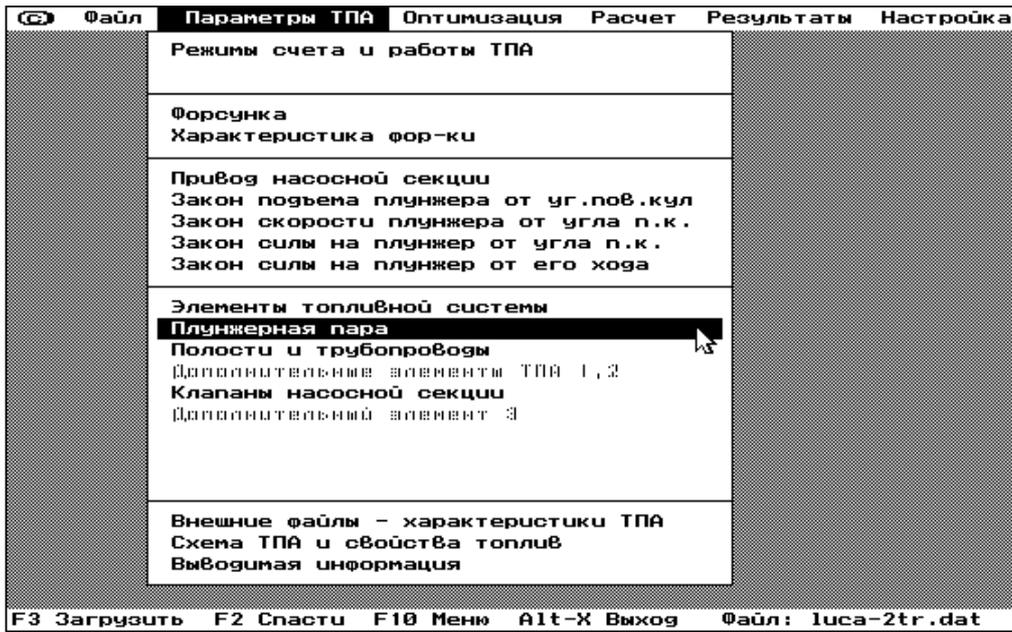


Рис.53. Главное меню сервисной оболочки ПК ВПРЫСК

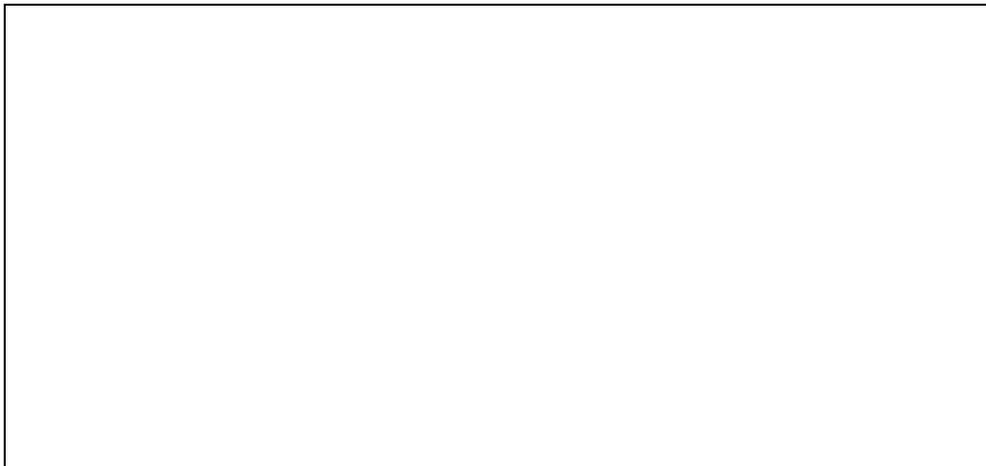


Рис.54. Фрагменты подменю сервисной оболочки ПК ВПРЫСК

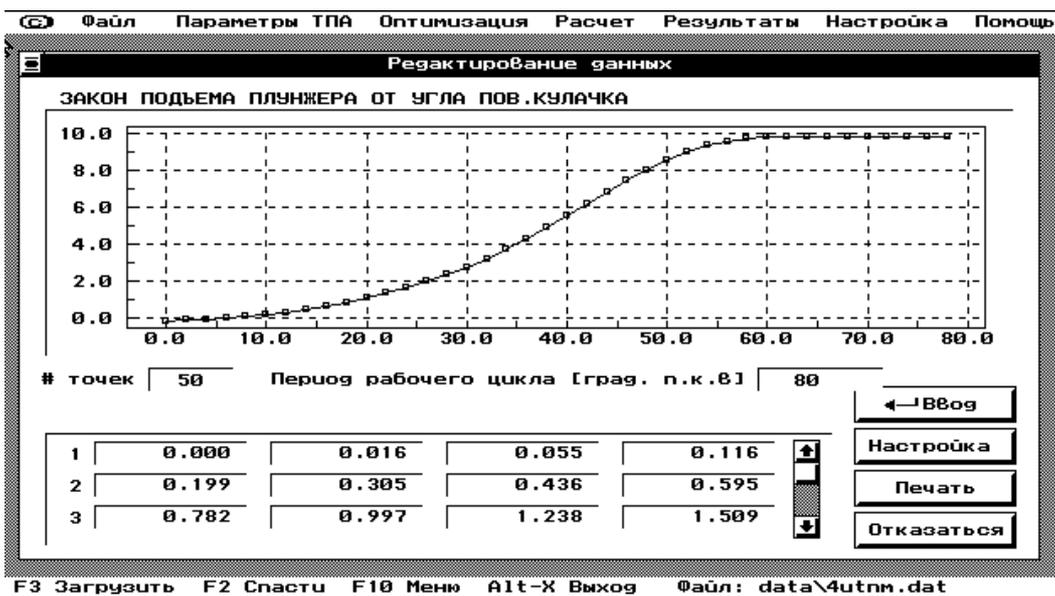


Рис.55. Данные, заданные функцией

С учетом сложности исследуемой ТПА назначается объем и содержание выводной информации. Окна “Расчет” (рис.53,54) обеспечивают вызов графического редактора, программ интерпретации схемы ТПА и расчета ТП.

В окнах “Оптимизация” (рис.53,54) производится назначение режима и параметров поиска оптимальных решений: одно-, двух- или многофакторный эксперимент. Собственно оптимизация настраивается в пяти окнах (рис.54).

Окна “Результаты расчетов” обеспечивают представление результатов в следующем виде: при расчете варианта ТПА выводится таблица интегральных характеристик подачи (30 параметров:  $g_{ц}$ ,  $h_{пл}^{акт}$ ,  $P_{впр}^{max}$ ,  $\bar{P}_{впр}$ ,  $\sigma_k^{max}$ , ...) и заданных мгновенные характеристики подачи в функции угла поворота кулачка (например, рис.31, общий вид экрана аналогичен рис.2). Настройка плоской графики позволяет изменять вид графиков, интервалы изменения параметров, строить семейство кривых в единых или собственных масштабах и т.п. Возможно построение семейства кривых из данного или других файлов результатов.

При однофакторном и многофакторном с одним ведущим фактором эксперименте выводится плоский график интегральных показателей в функции значения фактора (например, рис.48) и объемный график мгновенных характеристик в функции фактора и угла. При двухфакторном эксперименте выводится объемный график интегральных характеристик в функции факторов. Трехмерная графика может быть изометрической (общий вид экрана аналогичен рис.3) или квазитрехмерной (например, рис.49,50).

### 3. ИЛЛЮСТРАЦИИ ПРИМЕНЕНИЯ ПК ВПРЫСК

#### 3.1. Автоматическое регулирование опережения впрыска по частоте вращения вала ТНВД

При повышении частоты вращения вала оптимальный угол опережения впрыска (УОВ) увеличивается, а действительный в традиционной ТПА уменьшается. Простейший способ уменьшения этого различия состоит в повышении давления начала впрыска.

Более эффективен жиклер в клапане двойного действия, что обеспечивает возрастание  $P_{нач}=f(n)$ . Метод прост, но неуниверсален. Введение в ЛВД подпружиненного плунжерного демпфера 6 (рис.56), связанного с ней через жиклер, корректирует  $УОВ=f(n)$ . Метод универсален и эффективен.

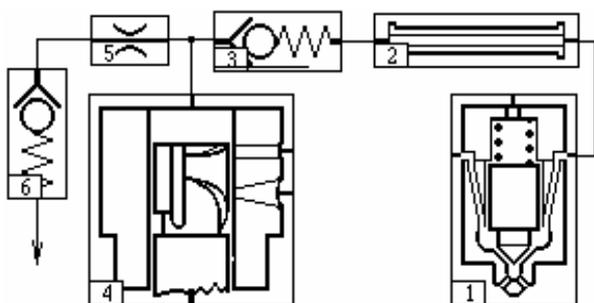
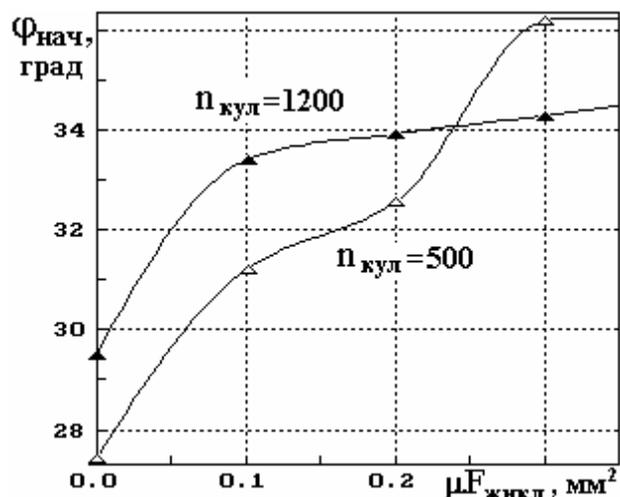
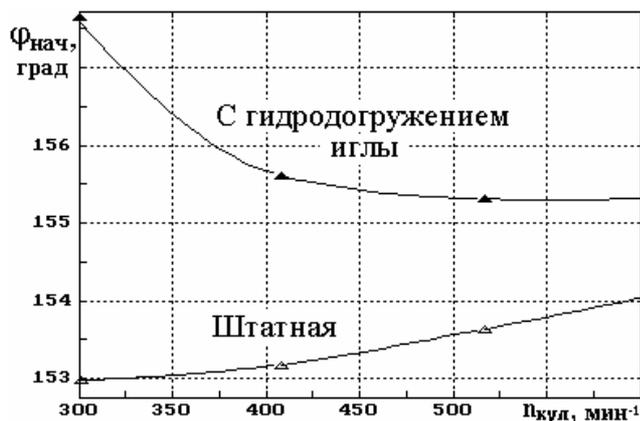


Рис.56. ТПА с поршневым демпфером и начало подачи дизеля 4ЧН11/12,5 в функции сечения жиклера 5 демпфера





Гидродограждение иглы 10 (рис.76) через жиклер 9, гидрозапорный трубопровод 8 от отсечной полости плунжерной пары 1 более интенсивно на малых частотах, поэтому впрыск на них начинается позже (рис.57).

Рис.57. Начало подачи дизеля 4ЧН14,5/20,5 при гидродогрузении иглы отсечной волной

Выточка у торца плунжера (рис.58), образуемая со втулкой увеличенный зазор ( $\delta \sim 15$  мкм), при взаимодействии с окном регулирует УОВ= $f(n)$ . Метод прост, но способен лишь стабилизировать УОВ.

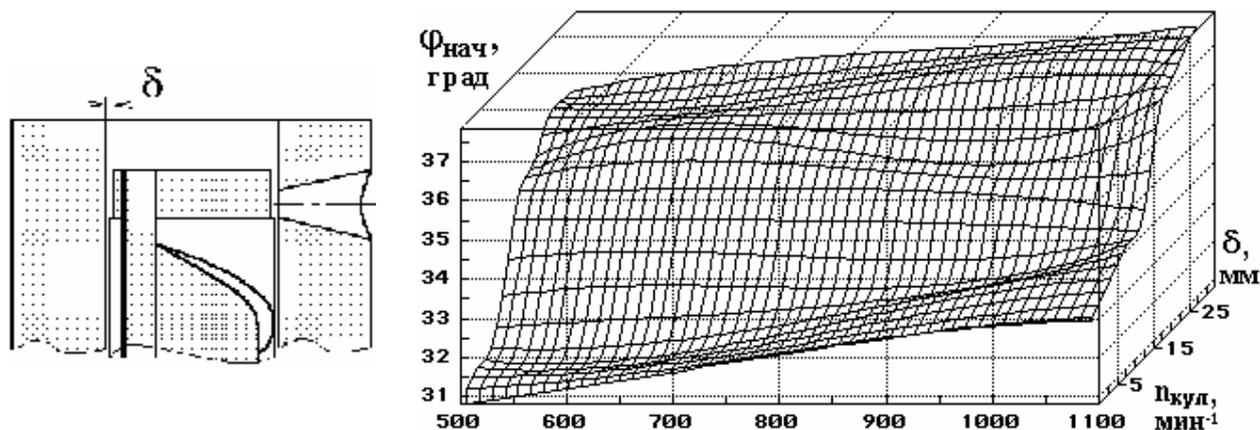


Рис.58. Выточка на плунжере и действительный угол начала подачи в функции зазора выточки и частоты вращения вала ТНВД УТНИ дизеля Д245-12С

Регулирование УОВ возможно профилированием обеих кромок плунжера путем установления связей  $h_{пл}^{акт}=f(n)$  и  $g_{ц}=f(n)$ . Метод прост, но не универсален и ограничен, его возможности могут быть несколько расширены скоростным корректором автоматического регулятора.

### 3.2. Управление характеристикой впрыска в ТПА с механическими регуляторами

Для снижения эмиссии  $NO_x$  и шумности работы необходимо ограничение подачи за время задержки воспламенения. В ТПА непосредственного действия получить пологий передний фронт без снижения интенсивности впрыска удастся лишь в насос-форсунках. В разделенной ТПА выполаживание переднего фронта достигается укорочением трубопровода, ликвидацией газовой фазы, профилированием кулачков. Двухпружинные форсунки формируют ступенчатость подачи либо на частичных режимах (для снижения шума), либо на полных нагрузках ( $NO_x$ ). В любом случае увеличиваются потери напора и усиливается зависимость  $P_{впр}=f(n)$ .

Двухфазный впрыск возможен с помощью полости ЛВД между ТНВД и форсункой. Тщательная оптимизация ТПА позволяет сохранить его в широком интервале частот (рис.59).

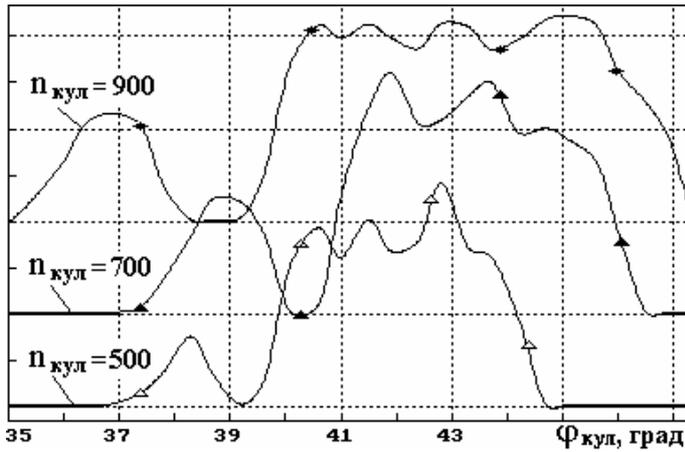
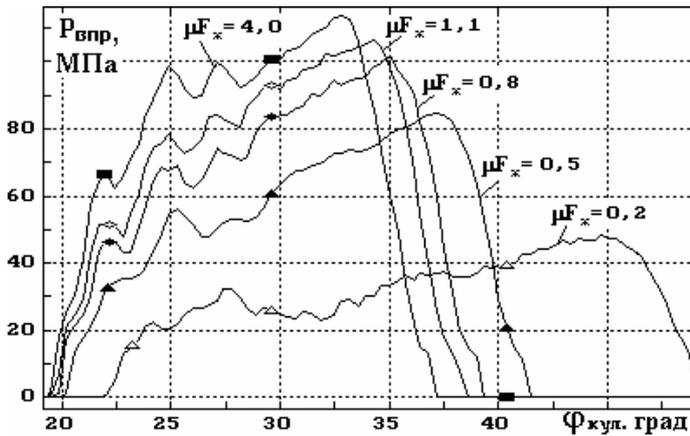


Рис.59. Волновой метод: двухфазная характеристика впрыска при различных  $n_{кул}$



Жиклер в ЛВД или заужение трубопровода обеспечивают пологий передний фронт и стабилизируют  $P_{впр}$  по режимам работы (рис.60). Аналогичным образом формирует передний фронт характеристики плунжерный демпфер с жиклером (рис.56).

Рис.60. Влияние  $\mu F_{ж}$  жиклера в нагнетательном клапане

### 3.3. Насос-форсунка для интенсивного впрыска

Насос-форсунка по рис.61 обеспечивает дополнительные возможности интенсификации впрыска сверх известных. Запаздывание закрытия окна зарядки (нижнее справа от плунжера) относительно впускного приводит к предварительному сжатию топлива. Два других окна служат для разгрузки надыгольной полости во время впрыска и повторной дозарядки при отсечке. Такая насос-форсунка обеспечивает интенсификацию впрыска в широком поле частот и нагрузок (рис.61), управление  $УОВ=f(n)$  до  $30^\circ$ , характеристикой впрыска (рис.62). Интенсификация впрыска при том же максимальном давлении в цилиндре 150 МПа позволила уменьшить заутеровский диаметр капли с 25 до 19,8 мкм и за счет ускорения горения (рис.63) снизить расход топлива и дымность отработавших газов [29].

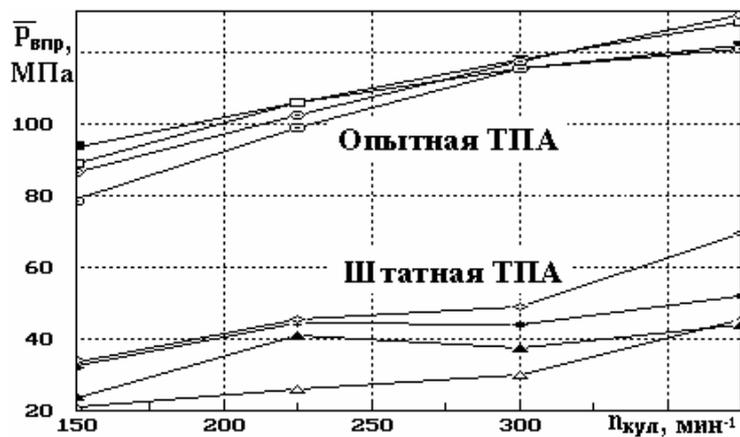
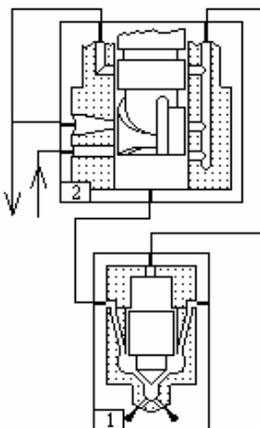


Рис.61. Схема насос-форсунки и среднее давление впрыска при  $g_{ц}=1; 1,7; 2,3; 3г$

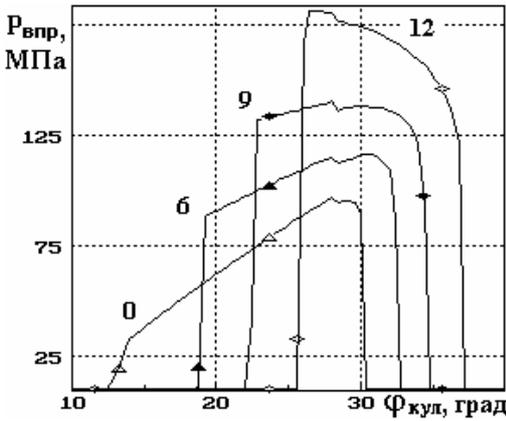


Рис.62. Давление впрыска при различном запаздывании закрытия окна зарядки

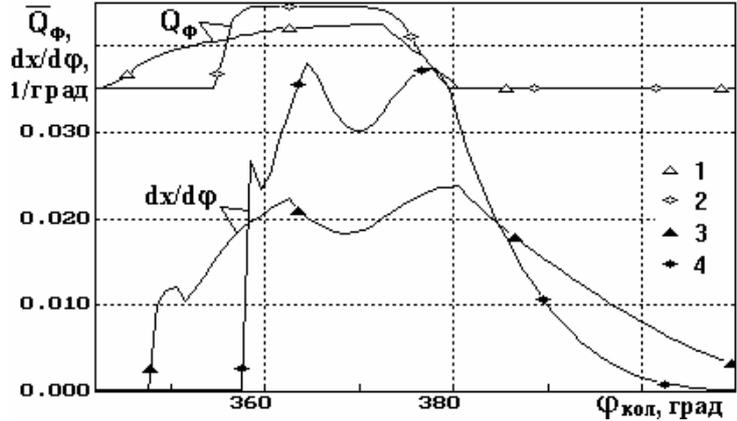


Рис.63. Характеристики подачи (1,2) и тепловыделения (3,4) с исходной (1,3) и новой (2,4) насос-форсунками

### 3.4. Системы с замкнутым надыгольным объемом

Форсунки с замкнутым надыгольным объемом (ЗНО) имеют ряд преимуществ над традиционной ТПА: интенсификацию впрыска, облегчение пружины, тарелки, иглы, повышение давления закрытия иглы относительно начала впрыска, ввиду повышения начального давления, близкого к давлению над иглой - стабилизацию подачи. Интересно то, что увеличение доли перетечек по зазору приводит к большей интенсификации впрыска по мере износа распылителя (рис.64), а ввиду недостижения иглой упора и ее самоуплотнения - на частичных режимах работы дизеля. Эти факторы, как показали эксперименты на трех автотракторных дизелях, снижают расход топлива, закоксовывание распылителя, выбросы СН, сажи.

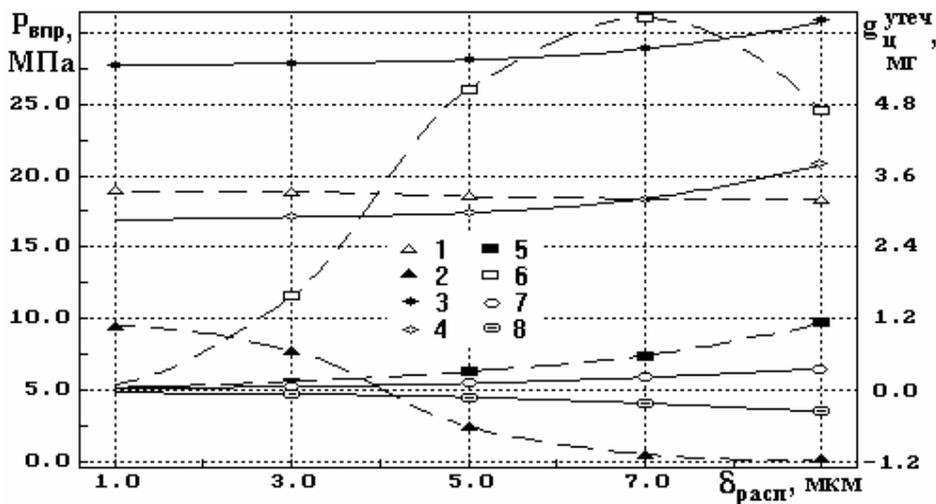
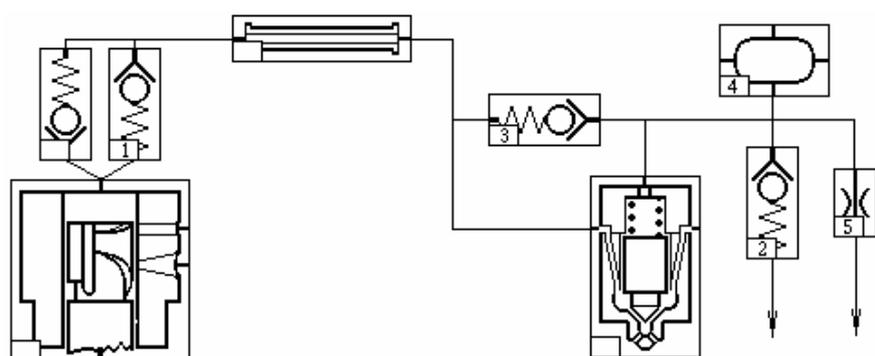


Рис.64. Влияние радиального зазора в распылителе на  $P_{впр}$  (1,3);  $P_{нач}$  (2,4), массу утечек за впрыск (5,7), между впрысками (6,8); пунктир - штатная ТПА (1,2,5,6), сплошные - ЗНО (2,4,7,8)

На основании испытаний ТПА с ТНВД УТН-5, НД-21, УТНМ, VE Bosch, В-46 и широких численных исследований обнаружено, что широкому внедрению ТПА с ЗНО препятствуют два альтернативных свойства: гидрозаклинивание иглы или малая эффективность ТПА. Для решения первой задачи предлагается [27]: увеличение ЗНО, внешнее регулирование  $P_{нач}$ ,

жиклер слива 5 (рис.65) из ЗНО, снижение давления начала впрыска, клапан 3 между ЗНО и подыгольным объемом, реверсивный клапан 1 ТНВД, предельный клапан 2 ЗНО. Два последних решения - радикальные. Методы интенсификации впрыска противоположны перечисленным выше методам предотвращения гидрозаклинивания. Кроме



того возможно: увеличение зазора в распылителе, предотвращение самоуплотнения верхнего торца иглы на ее упоре, уменьшение разгрузки ЛВД. ТПА с ЗНО обеспечила снижение расхода топлива до 1,5... 6%, выбросов CO до 2 раз, NO<sub>x</sub> на 0..10%, дыма - до 3 раз на дизелях 2Ч10,5/12 и 4ЧН11/12 [34].

Рис.65. Элементы ТПА для предотвращения гидрозаклинивания

### 3.5. Топливная аппаратура с аккумулярованием утечек распылителя и разгрузкой ЛВД через надыгольную полость

Дальнейшим развитием ТПА с ЗНО является активное использование аккумулярование утечек (АУ) топлива в надыгольной полости для значительного усиления эффекта гидрозаклинивания. Лучшим и в то же время неисследованным решением оказалось установка предельного клапана слива 2 (рис.65). ЛВД разгружалась через него, а не нагнетательным клапаном. В результате согласно расчетам и экспериментам с ТНВД УТН-5, НД-21, В-46, VE Bosch в достигается рекордный уровень начального давления, на 11...13,5 МПа превышающего давления над иглой (т.е. реально 20...52 МПа) [41]. Система отличается резкой интенсификацией впрыска, обусловленной не столько увеличением  $P_{и}$ , сколько  $P_{нач}$ . Это подтверждает сравнение штатной ТПА с увеличенным давлением начала впрыска  $P_{ф0}=44,3$  МПа (табл.8) с опытной ТПА с аккумулярованием утечек с тем же усилием гидрозаклинивания (АУ,  $P_{иглы}=20$  МПа). Интенсификация подачи обусловлена снижением роли сжимаемости топлива, особенно на частичных режимах. Стабилизация  $P_{впр}$  в поле рабочих частот  $n=1000...2200$  мин<sup>-1</sup> и подач  $g_{ц}=20...70$  мг показана в табл.8.

Таблица 8. Давления впрыска в штатной ТПА и с аккумулярованием утечек (АУ)

ТПА с НД-21 для дизеля Ч10,5/12	$P_{впр}^{макс}$ , МПа	$P_{впр}^{средн}$ , МПа
ТПА с АУ, $P_{иглы}=20$ МПа	32,6...65,0	16,9...41,2
ТПА с АУ, $P_{иглы}=30$ МПа	35,2...72,6	18,1...48,0
Штатная	15,6...41,5	8,4...25,1
Штатная с $P_{ф0}=44,3$ МПа	17-41,3	3,6-31,3

Система позволяет управлять  $P_{впр}$  (рис.66), в том числе оперативно, например при доводке рабочего процесса или для оптимального управле-

ния работой дизеля. Достоинство ТПА с АУ и в том, что значительная интенсификация впрыска достигается простыми средствами и при меньших контактных напряжениях  $\sigma_k$  на кулачке, чем за счет увеличения  $d_{пл}$ ,  $h_{пл}$ ,  $P_{\phi 0}$  и др. (рис.67).

Показатели дизеля 2Ч10,5/12 с  $P_{и}=30$  МПа,  $M_{кр}^{max}$  при  $n=1400$  и  $2000$  мин<sup>-1</sup> улучшились соответственно: по экономичности на 15 и 7 г/кВт·ч, выбросам CO в 1,86 и 1,62 раза, NO<sub>x</sub> 1,32 и 1,67 раза дымности 1,86 и 3 раза.

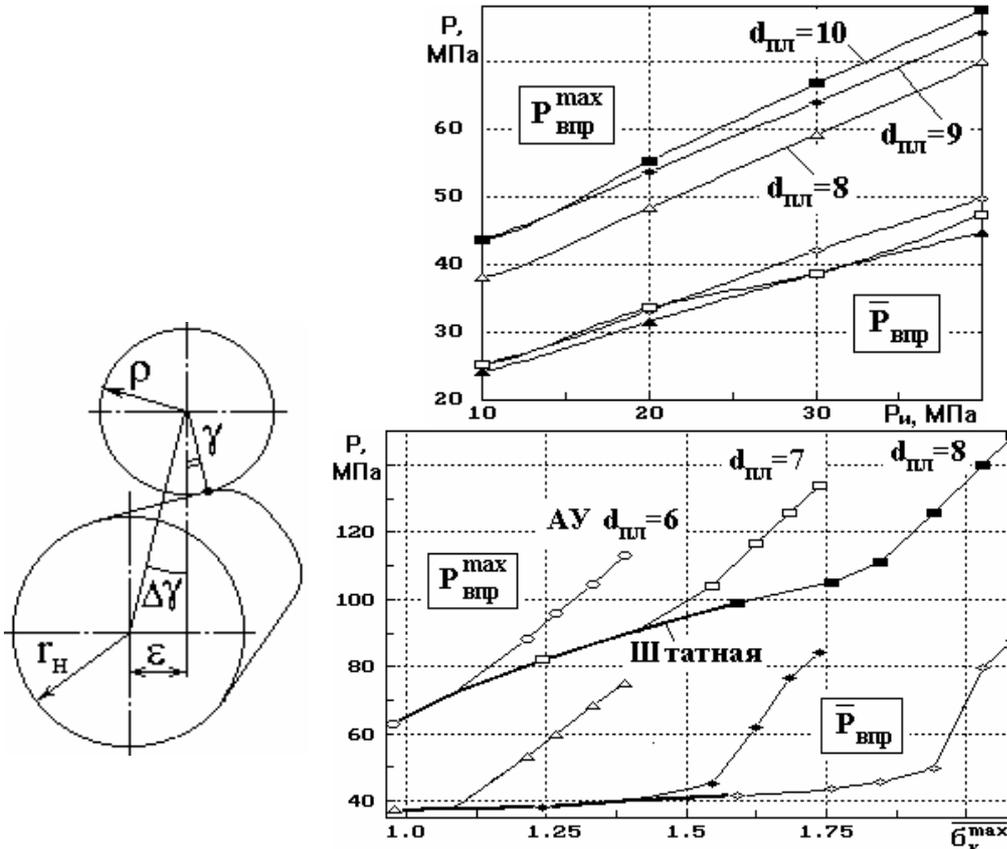


Рис.66. Влияние давления над игой с УТНМ для дизеля Ч10,5/12

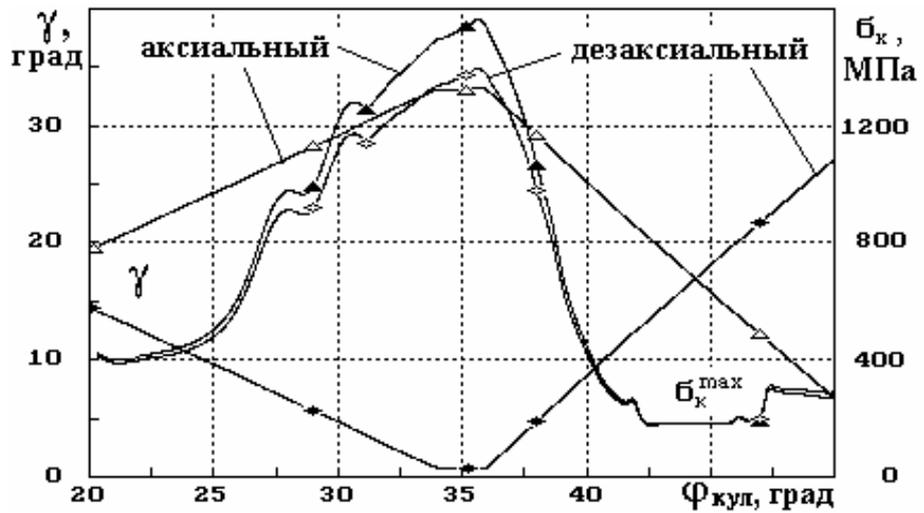
Рис.67. Штатная ТПА и АУ при  $d_{пл}=6...8$  мм в ТНВД Компакт-24

### 3.6. Дезаксиальный кулачковый механизм

Неиспользованным резервом снижения контактных напряжений на поверхности кулачка является дезаксиальный механизм (рис.68). Для дизеля Д245.12С с ТНВД УТНИ снижение контактных напряжений за счет дезаксиала составило 12,5% (рис.69). При  $r_H=16$  мм,  $\rho=10$  мм,  $h_{пл}=9$  мм оптимальный дезаксиал составил  $\epsilon=14,5$  мм. Для традиционной ТПА  $g^{max} < 27...40^\circ$  и степень разгрузки контакта от дезаксиала может составлять 1,1...1,15.

Рис.68. Схема дезаксиального кулачкового механизма

Рис.69. Угол давления и контактные напряжения в приводе дизеля Д245.12С при  $n=1200 \text{ мин}^{-1}$ ,  $g_{ц}=79 \text{ мг}$  с аксиальным толкателем и с дезаксиалом 14,5 мм



### 3.7. Аккумуляторные системы с электронным управлением (Common Rail)

Системы Common-Rail стали реальной альтернативой традиционной ТПА. Одна из трудностей их создания - отсутствие подходящих ТНВД. В отличие от ранее применявшихся традиционных ТНВД, конкурентоспособность насоса может быть обеспечена применением верхней регулиющей кромки плунжера, заменой кулачкового привода на эксцентриковый. Это позволяет снизить контактные напряжения  $\sigma_k$  в 2,2 раза, а момент на валу в 4,5 раза (рис.70).

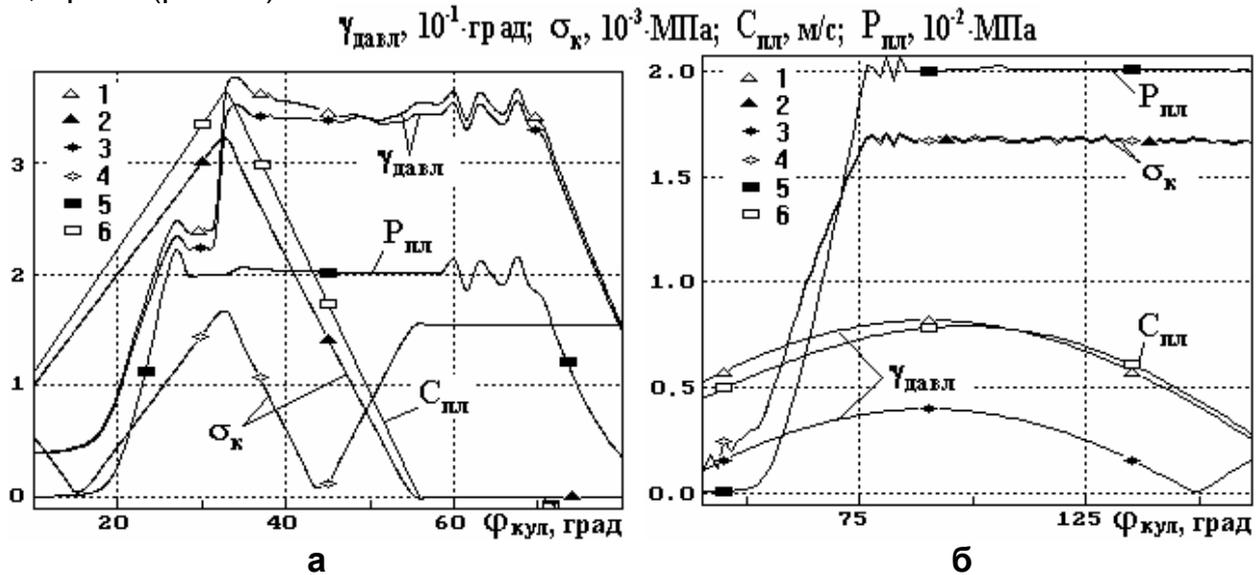


Рис.70. Рядный ТНВД с роликовым толкателем кулачковым (а) и эксцентриковым (б) приводом: угол давления (1,3), контактное напряжение (2,4), давление над плунжером (5), его скорость (6); аксиальный механизм (1,2) и с дезаксиалом (3,4)

Для управления клапаном форсунки перспективен пьезопривод, в ПК ВПРЫСК используется математическая модель пьезопривода..

Стабильность, управляемость и быстродействие электрогидравлических форсунок улучшается применением мультипликатора запираания иглы (рис.71). Его параметры подлежат оптимизации. Без него в быстроходном дизеле работа становится невозможной, а при  $d_1/d_2 < 1$  - в любом случае.

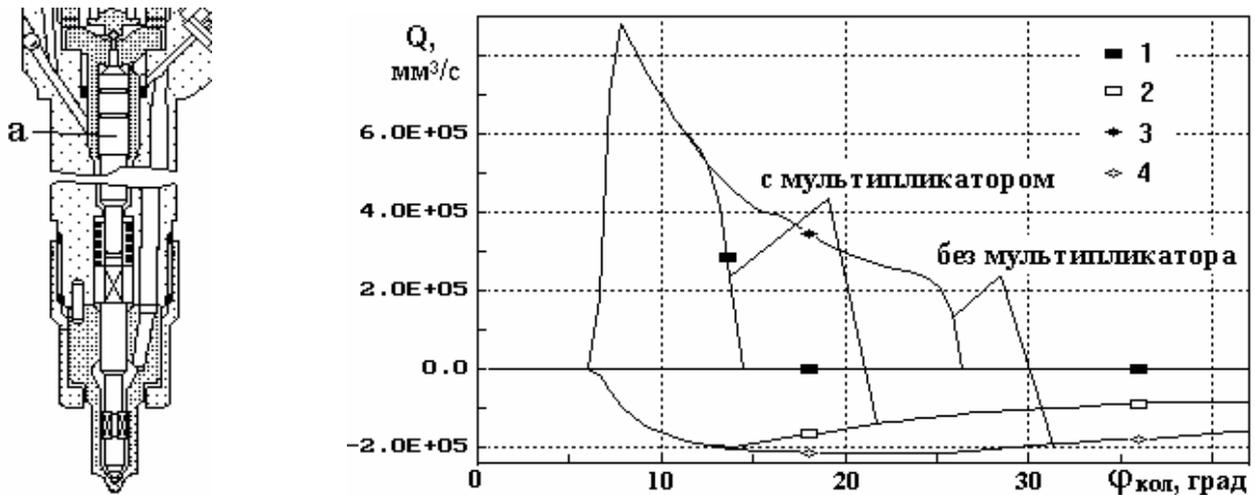


Рис.71. Мультипликатор запирания (а) в форсунке Common Rail и расход топлива через клапан (1,3), жиклер (2,4) с мультипликатором  $d_1/d_2=1,5$  (1,2) и без него (3,4)

В соответствии с параметрами электрогидравлической форсунки должны быть оптимизированы сечения клапана, жиклеров, рассчитаны обратные связи по ее подъему и давлениям в полостях форсунки. Тогда с удастся минимизировать расход топлива на управление, разницу между давлениями в аккумуляторе и впрыска, обеспечить быстрое действие форсунки (рис.72).

Для снижения выбросов  $NO_x$  и шумности работы используется пологий передний фронт или двухфазная подача. Активно используя волновые процессы в акустически длинной линии “аккумулятор-сопла” (длина только каналов форсунки Bosch составляет 185 мм), можно формировать характеристику впрыска с пологим передним фронтом и получать впрыск с  $P_{впр} > P_{акк}$ . Оптимизируя ТПА можно решить другую актуальную задачу - обеспечить двухфазный впрыск и опять же добиться  $P_{впр} > P_{акк}$  (рис.73).

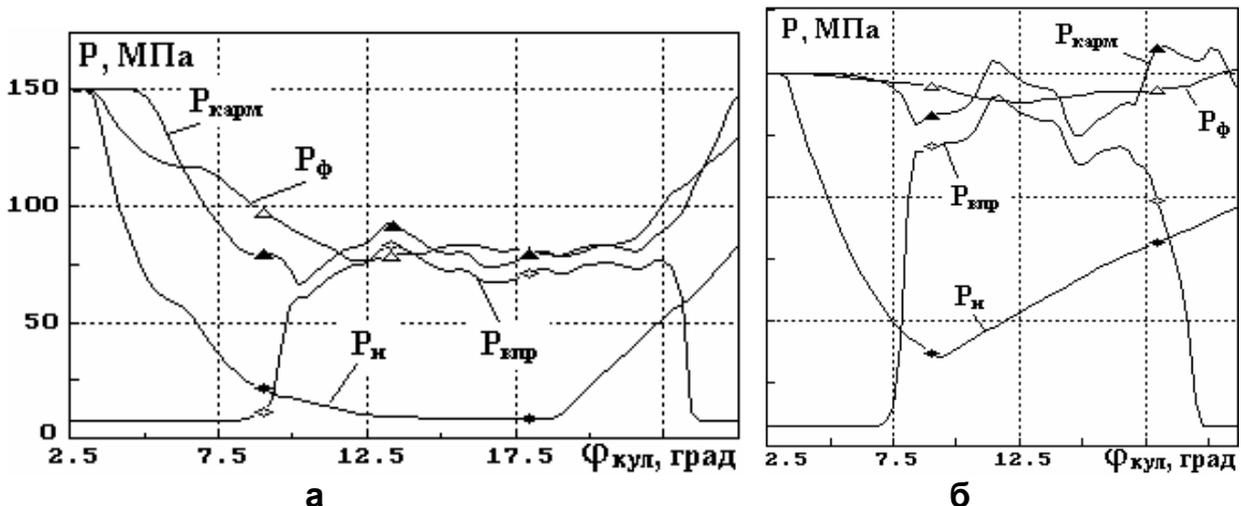


Рис.72. Давление топлива у форсунки  $P_{ф}$ , в кармане распылителя  $P_{карм}$ , в камере управления  $P_{и}$ , впрыска  $P_{впр}$ : до (а) и после (б) оптимизации ТПА

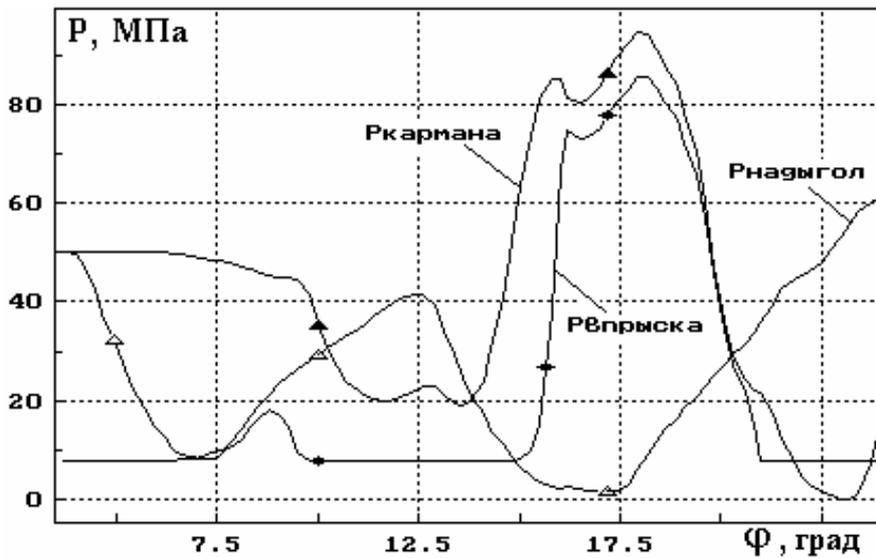


Рис.73, на котором представлено изменение давлений топлива в кармане распылителя, в камере управления и впрыска, иллюстрирует двухфазный впрыск с основным впрыском при  $P_{впр} > P_{акк}$  в простейшей форсунке с одним клапаном с использованием волновых процессов в трубопроводе

### 3.8. Использование ПК ВПРЫСК при создании системы диагностики технического состояния ТПА

Разработанные математические модели были успешно применены для решения практической задачи, требующей высокой точности - диагностирования ТПА [26]. Структурный анализ выявил 20 наиболее вероятных неисправностей ТПА дизелей 12ЧН15/18, определил их допускаемые отклонения. По измерениям давлений перед форсункой и в трубопроводерасходомере Bosch и их обработке выявлено 29 диагностических параметров (рис.74). Математическое моделирование использовалось для выполнения самой трудной задачи - получении диагностической модели. С помощью натурального эксперимента эта работа доростояща и занимает годы. При этом устранены неточности, связанные с неопределенностью реальных допустимых отклонений, наличием нескольких неисправностей, оценкой их величины, сорта топлива, межциклового неустойчивости и т.д.

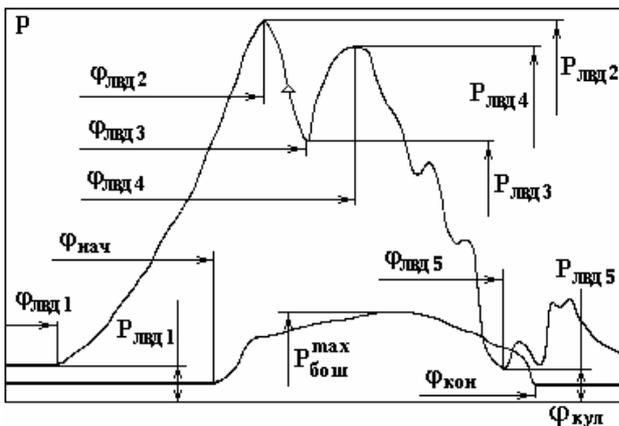


Рис.74. Обозначения диагностических параметров с использованием кривых давления в ЛВД и в датчике Bosch



Рис.75. Давление в датчиках ЛВД и Bosch на номинальном режиме: исправная ТПА и с заеданием плунжера

Расчетом ТП по допустимым отклонениям структурных параметров и отклонениям параметров технологической неустойчивости определялись допустимые отклонения диагностических параметров на каждом из режимов ТПА, а сверхнормативные отклонения структурных параметров позволили сформировать таблицы неисправностей, уникальное сочетание отклонений диагностических параметров в которых, являлось детерминированным кодом каждой неисправности. В отличие от известных, предложенная методика позволила гарантировано распознавать все 20 неисправностей (рис.75).

### 3.9. Проектирование ТПА для впрыска угольных суспензий

Крупнейшая задача создания дизелей на альтернативных топливах - разработка угольных технологий: мировые геологические запасы углей в 14 раз превышают запасы нефти и газа, вместе взятых. Среди проблем создания дизеля на угольных суспензиях (УС) - обеспечения прокачиваемости, долговечности ТПА. За основу была взята ТПА по схеме Н.Н.Патрахальцева с автоматическим клапаном подпитки 5 ЛВД между впрысками (рис.76). Система оптимизировалась с помощью ПК ВПРЫСК по семи параметрам для максимальной подачи через клапан подпитки 5, а затем для интенсификации впрыска.

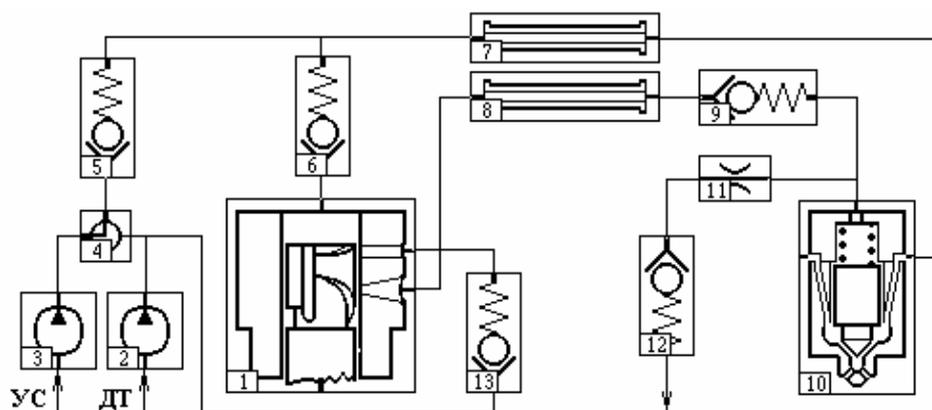


Рис.76. ТПА для подачи УС

Первая цель достигнута применением непроточного нагнетательного клапана, превратившим ТНВД в генератор импульсов, работающий без износа в дизельном топливе. Четырехкратное увеличение  $P_{впр}$  и двукратное увеличение подачи достигнуты заменой плунжеров от 6,5 до 12 мм, изменением кулачка, заужением сопел и гидрозапиранием иглы форсунки. Работоспособность форсунки также обеспечивалась сошлифовкой иглы в нижней части зазора, увеличением зазора и его промывкой через трубопровод 8, а также рубиновыми соплами [36].

### 3.10. Проектирование ТПА для впрыска газотопливных смесей

Подача газов в ЛВД может оказывать влияние на физико-химические процессы в цилиндре. На дизеле 8Ч11/11,5 осуществлена подача газов через клапан подпитки в ЛВД у форсунки, аналогичный клапану 5 на рис.76. С повышением газосодержания и перепада давлений на соплах массовый расход двухфазной смеси падает, а скорость истечения растет (рис.77). Штатная ТПА по этой схеме оказалась неработоспособной. Моделирование ТП с использованием уравнений двухфазной смеси позволило доработать ТПА с обеспечением исходной подачи дизельного топлива и регулирования

подачи газа от 0 до 200% от подачи дизельного топлива и без существенно-го снижения давления подачи (рис.78). Увеличение УОВ на 4<sup>0</sup> обеспечило снижение  $g_e$  при подаче воздуха, синтез-газа и водорода на 4...8 г/кВт·ч по всей нагрузочной характеристике  $n=1680 \text{ мин}^{-1}$  и улучшение удельных выбросов при испытаниях по 13-ступенчатому циклу по CO на 21-48%, CH на 21-48%, NO<sub>x</sub> на 18-23%.

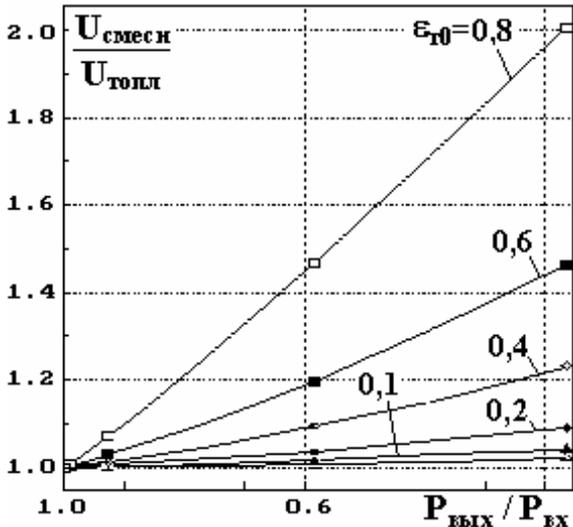


Рис.77. Относительная скорость истечения газотопливной смеси в функции напора при исходных газосодержаниях  $\epsilon_{г0}$

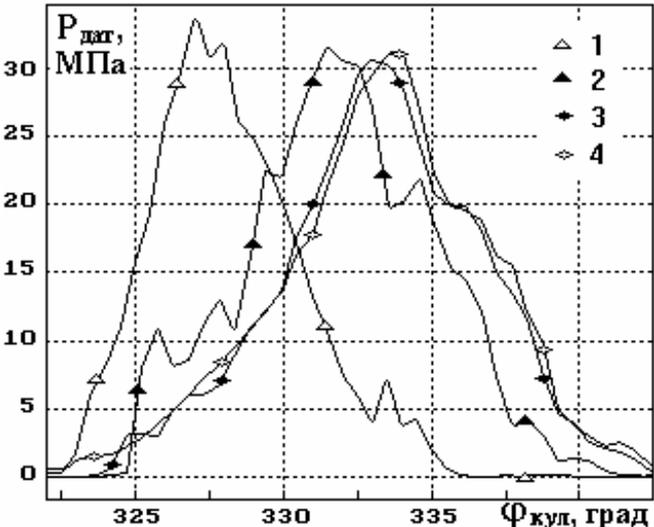


Рис.78. Давление в датчике у форсунки 8С11/11,5  $g_c=47 \text{ мг}$ ,  $n_{\text{кул}}=925 \text{ мин}^{-1}$ : 1- штатная ТПА; 2-с  $V_{\text{разгр}}=150 \text{ мм}^3$ ; 3-то же с подачей воздуха с  $\Delta P=0,1 \text{ МПа}$ ; 4 -  $\Delta P=1,0 \text{ МПа}$

Рассмотренные примеры не исчерпывают объем выполненных или возможных работ с помощью ПК ВПРЫСК. Он постоянно используется при проведении совершенствования, проектирования, подборе ТПА дизелей [28]. С его помощь оказывается возможным расчет скоростных и нагрузочных и прочих характеристик, анализ переходных режимов в ТПА и т.п. Возможно исследование нетрадиционной ТПА: для впрыска бензина в цилиндр с электроуправлением разработаны системы и их математические модели с силовым пьезоприводом, с электродинамическим двигателем, гидроударная ТПА и др. ПК ВПРЫСК постоянно развивается в плане повышения достоверности описания процессов и повышения потребительских свойств. В этой связи авторы не видят препятствий для его дополнения в соответствии со специальными запросами пользователей.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кулешов А.С. Совершенствование рабочего процесса 4-х тактных дизелей с газотурбинным наддувом // Совр. пробл. газодинамики и теплообмена и пути повыш. эфф. энергоуст.: Тез. докл. V Всес. сем. - М.: Изд. МВТУ, 1985. - С.102.
2. Кулешов А.С. Расчетно-экспериментальный выбор параметров рабочего процесса 4-х тактного среднеоборотного комбинированного ДВС: Автореферат дисс. ...канд. техн. наук. М.: МВТУ, 1986. - 16 с.

3. Мизернюк Г.Н., Кулешов А.С., Одинцова Т.Д. Расчетная оптимизация параметров КДВС при форсировании // Перспективы разв. комб. ДВС и двиг. новых схем и на новых топливах: Тез. докл. Всес. науч.-тех. конф. - М.: Изд. МВТУ. - 1987. - С. 47.

4. Кулешов А.С., Мизернюк Г.Н. Оптимизация формы характеристики топливоподачи среднеоборотного дизеля // Перспективы разв. комб. ДВС и двиг. новых схем и на новых топливах: Тез. докл. Всес. науч.-тех. конф. - М.: Изд. МВТУ. 1987. - С. 50-51.

5. Кулешов А.С. Оптимизация рабочего процесса 4-х тактных комбинированных ДВС с помощью математической модели // Совр. пробл. газодинамики и теплообмена и пути повыш. эфф. энергоуст.: Тез. докл. VII Всес. сем.- М.: Изд. МВТУ. - 1989. - С. 136.

6. Кулешов А.С., Каримов А.Н., Гришин Ю.А. Комплексная оптимизация параметров 4-х тактных дизелей на ПЭВМ // Диагн.повыш. эффект., экон. и долгов.двиг.: Тез. докл. науч. сем. - С-Пб: Изд. СПбГАУ. - 1992. - С. 3.

7. Разлейцев Н.Ф., Прохоренко А.А., Кулешов А.С. Особенности и закономерности образования сажи, окислов азота и углерода в дизелях // Совершенств. мощн., экон. и экол. показ. ДВС.V науч.-практ. сем.: Тез. докл. - Владимир: Изд. ВПИ. - 1995. - С.135.

8. Программный комплекс для расчёта и оптимизации двух- и четырёхтактных КДВС / Кулешов А.С., Каримов А.Н., Разлейцев Н.Ф. и др. // Совершенств. мощн., экон. и экол. показ. ДВС.V науч.-практ. сем.: Тез. докл. - Владимир: Изд. ВПИ. - 1995. - С. 133-134.

9. Компьютерная оптимизация параметров комбинированных ДВС / Кулешов А.С. Каримов А.Н., Гришин Ю.А., Разлейцев Н.Ф. // Рабочие процессы дизелей: Учеб. пособие. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ. - 1995.- С. 67-75.

10. Гришин Ю.А., Кулешов А.С. Расчетные исследования авиадвигателя М-337А // Совершенств. мощн., экон. и экол. показ. ДВС: Материалы VI Международ. науч.-практ. - Владимир: ВГУ. - 1997. - С. 107-108.

11. Грехов Л.В., Кулешов А.С. Неразделенная топливная система для интенсивного впрыскивания // Совершенств. мощн., экон. и экол. показ. ДВС: Материалы VI Международ. науч.-практ. - Владимир: ВГУ. - 1997. - С. 103-104.

12. Разлейцев Н.Ф., Кулешов А.С., Каримов А.Н., Гришин Ю.А. Математическая модель смесеобразования и сгорания в дизелях // Совершенств. мощн., экон. и экол. показ. ДВС: Материалы VI Международ. науч.-практ. - Владимир: ВГУ. - 1997. - С. 144-146.

13. Разлейцев Н.Ф., Кулешов А.С. Математическая модель смесеобразования и сгорания в дизелях // Двигатель-97: Материалы межд. науч.-тех. конф. - М.: МГТУ. - 1997. - С. 27.

14. Кулешов А.С. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-2/4т // Двигатель-97: Материалы межд. науч.-тех. конф.. - М.: МГТУ. - 1997. - С. 140-142.

15. Гришин Ю.А. Кулешов А.С. Методика и результаты исследований рабочего процесса авиационных поршневых двигателей для легкомоторной авиации // Тез. докл. V Междунар. симпозиум "Новые авиац. технологии XXI века". - М.: Издат. отдел ЦАГИ. - 1999.- С. 11.

16. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей.- М.: Машгиз, 1962.- 272 с.

17. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. - Харьков: Вища школа, 1980. - 169 с.

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

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

20. Dauaud A.M. Eyzat P. Four-Oktane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines.- SAE Transactions, 1978. - Vol. 87, Sec.1. - Pap. 780080. - P.294-308.

21. Woschni G. Die Berechnung der Wandeverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren // MTZ.-1970.-N12.- S.491.

22. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов / С.И.Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И.Ивин и др.: Под общ. ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова. - 3-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1985. - 456 с.

23. Грехов Л.В., Левченко Е.В. Диалоговая обучающая программа по курсу "Топливоподающая аппаратура ДВС" // Двигателестроение. - 1989. - N2. - С. 42-44.

24. Грехов Л.В. Гидродинамический расчет процесса подачи топлива в дизелях: Учебное пособие. - М.: Изд-во МГТУ, 1990. - Ч.1: Расчет процесса впрыскивания неразделенными топливными системами. - 48 с.

25. Грехов Л.В. Топливоподающая аппаратура двигателей внутреннего сгорания. Метод. указания по курсовому проектированию. - М.: Изд-во МГТУ, 1993. - 16с.

26. Диагностирование топливной аппаратуры быстроходного дизеля / Л.В.Грехов., Д.Н.Носов, Г.Г.Колотухин и др. // Рабочие процессы дизелей: Учебное пособие. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 1995. - С. 144-153.

27. Грехов Л.В. Обеспечение работоспособности топливных систем дизелей с аккумулярованием утечек в надьгольном объеме форсунок // Межд. н-техн. конф. 100 лет российскому автомобилю: Тез. докл. секции ДВС и ГТД. -М., 1996. - С. 28.

28. Исследование возможности улучшения получения повышенных давлений впрыскивания топливоподающей аппаратуры разделенного типа в автотракторных дизелях / Л.В.Грехов, В.А. Марков, В.А. Павлов и др. // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. - 1997. - N 1. С. 92-103.

29. Грехов Л.В. Повышение эффективности дизеля при использовании насос-форсунок с импульсным гидрозапиранием // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. 1997. - N 2. - С. 42-51.

30. Грехов Л.В. Программный комплекс для синтеза и исследования топливных систем нетрадиционных схем // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Материалы VI Межд. науч.-практ. сем. - Владимир, 1997.- С. 101-102.

31. Грехов Л.В., Кулешов А.С. Параметрическая оптимизация топливоподающей аппаратуры // Двигатель-97: Матер. межд. науч.-тех. конф. - М., 1997. - С. 102.

32. Грехов Л.В. Уточненная математическая модель процесса подачи топлива в дизеле // Известия вузов. Машиностроение. - 1997. - N 10-12. - С. 47-51.

33. Грехов Л.В. Опыт курсового проектирования топливной аппаратуры студентами специальности 101200. - Двигатель97: Матер. межд. науч.-тех. конф. - М., 1997. - С.143.

34. Грехов Л.В., Коротнев А.Г. Результаты исследования экологических и экономических показателей дизеля при использовании топливной аппаратуры с аккумулярованием утечек в надьгольном объеме // Известия вузов. Машиностроение. - 1997. - N 10-12. - С. 10-15.

35. Грехов Л.В. Математическое моделирование процесса подачи топливными системами произвольных схем и конструкций // Математическое моделирование и исследование процессов в ДВС: Учебное пособие. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ. - 1997. - С. 58-67.

36. Грехов Л.В. Создание и исследование дизеля, работающего на угольных суспензиях // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. - 1998. - N 1. - С. 47-58,127.

37. Грехов Л.В. Гидродинамическое трение при нестационарном турбулентном течении в трубопроводе топливной аппаратуры // Решение экологических проблем в автотракторном комплексе: Тез.докл. 3-ей Межд.науч.-техн. конф. - М., 1999. - С.178-179.

38. Грехов Л.В. Тепловые эффекты в процессе впрыска топлива в дизелях // Известия вузов. Машиностроение. - 1999. - N 2-3. - С. 58-65.

39. Грехов Л.В. Расчет и исследование динамики механического привода топливного насоса высокого давления // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвуз. сб. научн. тр. МАМИ. - М., 1999. - Вып. XV. - С. 63-69.

40. Грехов Л.В. Экспериментальное исследование структуры потока и способ оценки режима нестационарного течения при впрыске топлива в дизелях // Тепловые двигатели. - 1999. - N 1. - С. 25-32.

41. Улучшение экологических и экономических показателей автотракторных двигателей интенсификацией впрыска методом аккумулярования утечек в надьгольной полости / Л.В.Грехов, А.Г.Коротнев, В.И.Ивин и др. // Тепловые двигатели. - 1999. - N 2.

42. Грехов Л.В. Научные основы разработки систем топливоподачи в цилиндры двигателей внутреннего сгорания: Автореферат дисс... докт. техн. наук. - М., 1999. - 32 с.

---

Зак. Тир. 200 экз Объем 4 печ. л. Отпечатано РЦ ГПНТБ России