

15646"3

На правах рукописи  
УДК 621.436.038

Грехов Леонид Вадимович

**НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ СИСТЕМ  
ТОПЛИВОПОДАЧИ В ЦИЛИНДРЫ  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

**Специальность 05.04.02 - тепловые двигатели**

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

**Москва - 1999**

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

Официальные оппоненты:

Голубков Л.Н. доктор технических наук,  
профессор

Патрахальцев Н.Н. доктор технических наук,  
профессор

Пинский Ф.И. доктор технических наук,  
профессор, академик АЭН

Ведущее предприятие: ОАО "Ногинский завод топливной аппаратуры"

Защита диссертации состоится "24" ноября 1999 г. в 14<sup>00</sup> ч.  
на заседании диссертационного совета Д 053.15.10 при  
Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана  
по адресу: 107005, Москва, Лефортовская наб., д. 1, корпус факультета  
"Энергомашиностроение".

чтаться в библиотеке

х экземплярах, заверенные печатью  
у:  
, МГТУ им. Н.Э.Баумана, ученому  
3.15.10.

28 1999 г.

1564653

Н.А. Иваш

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1564653

Грегов Л. В. Научные основы

### Общие по автореферату сокращения:

|      |                                     |    |                      |
|------|-------------------------------------|----|----------------------|
| ДВС  | -двигатель внутреннего сгорания;    | ГУ | -граничные условия;  |
| ЛВД  | -линия высокого давления;           | ДТ | -дизельное топливо;  |
| ПК   | -программный комплекс;              | ПС | -пограничный слой;   |
| ТПА  | -топливоподающая аппаратура;        | РР | -распад разрыва;     |
| ТНВД | -топливный насос высокого давления; | ТП | -топливоподача;      |
| УОВ  | -угол опережения впрыска;           | УС | -угольная суспензия. |

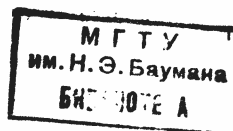
### ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность проблемы.** Доминирующая роль ДВС в транспортной энергетике все более настоятельно ставит задачи улучшения экономичности ДВС, снижения эмиссии вредных компонентов, шумности, а также необходимости разработки новых технологий использования нетрадиционных, стратегически менее ценных топлив. Создание ни одного нового дизеля и ДВС с непосредственным впрыском бензина не обходится без коренного усовершенствования существующих или разработки новых типов ТПА.

Если с 30-х до 80-х годов максимальное давление впрыска в быстроходных дизелях оставалось в рамках 20...50 МПа, то в последнее десятилетие был сделан скачок до уровня 80...200 МПа с применением новых конструктивных решений и типов ТПА. Для разработки современной ТПА на этапе выбора технических решений и ее доводки наиболее эффективно математическое моделирование, особенно совместная оптимизация ТПА и рабочего процесса двигателя. Актуальность совершенствования методов моделирования ТП обусловлена также необходимостью расчетного анализа нетрадиционных топливных систем, по которым отсутствует необходимый опыт.

В используемых методах расчета ТП имеется немало сложностей и допущений, затрудняющих реализацию и снижающих достоверность этих методов. Недостаточно изучены и математически описаны такие существенные для ТП явления, как тепловые эффекты, двухфазность, трение в условиях нестационарности. Не найдено приемлемое уравнение состояния топлив, а данные по упругости традиционных топлив отличаются, зачастую, вдвое. Не изучено влияние динамики реальных крутильных систем привода ТНВД на ТП. Современная ТПА отличается нетрадиционностью гидромеханических схем. Неуниверсальность созданных расчетных программ приводит к необходимости их постоянных доработок и ограничивает возможность анализа новой ТПА, проведения дискретной оптимизации. Необходимы программы синтеза произвольной ТПА, в том числе в наглядной графической форме.

Создание адекватных математических моделей сдерживается дефицитом знаний о протекающих при ТП процессах. Для решения этой проблемы нужны специально поставленные достоверные эксперименты. Это касается как процессов и свойств традиционных топлив, так и недостаточно изученных УС, газотопливных смесей.



1564653

**Цель работы** состоит в развитии научных основ расчета ТП, создании средств исследования, проектирования, оптимизации и разработке на их базе образцов ТПА прогрессивных ДВС с впрыском топлива в цилиндры.

**Научная новизна** работы заключается в выявлении особенностей протекающих в ТПА процессов, создании методов их описания и результатах:

- выявлены особенности импульсного течения с высокой скажностью, включая формирование ПС, трения, генерации и затухания турбулентности, условий возникновения неустойчивости; обобщены экспериментальные данные и доказана неправомерность используемых ныне соотношений;
- предложена модель трения и теплообмена в нестационарном ламинарном ПС в рамках подхода С.С.Кутателадзе-А.И.Леонтьева и адаптированы к ТП решения для турбулентного ПС, обоснован параметр “длина участка трения”;
- разработаны модели для уточненного описания нестационарного течения в трубопроводе ТПА, учитывающие неизотермичность, двухфазность, нестационарное трение, непостоянство скорости звука и сечения канала, конвективные потоки; для методики на базе решения Д’Аламбера предложен алгоритм расчета образования газовой фазы в процессе ТП;
- для уравнений ГУ предложены эффективные методы обеспечения устойчивости их интегрирования, получены уравнения расхода для сжимаемого топлива, утечек в надыгольную полость, нагрузок на кулачках переменной кривизны, момента сопротивления и момента на валу произвольного ТНВД;
- поставлена и решена сопряженная задача ТП и динамики привода ТНВД, вскрыты особенности поведения сложной системы и влияющие факторы;
- для ТПА корректно записаны уравнения энергии, проведены измерения нестационарных температур, выявлены важнейшие факторы неизотермичности;
- получены уравнения связи параметров одно- и двухфазного топлива как парогазжидкостной системы, описан гистерезис его двухфазного состояния;
- предложены способы прогнозирования и управления вязкостью УС; получены постоянные реологического закона при высоких скоростях деформаций;
- экспериментально выявлены необычные закономерности распыливания УС, вскрыты особенности протекания ТП, смесеобразования и сгорания УС в дизеле, найдены способы их эффективного осуществления.

**Достоверность и обоснованность** научных положений работы обуславливаются:

- использованием общих уравнений гидродинамики, теплофизики, термодинамики, а также их соответствием выявленным особенностям протекания физических процессов;
- применением высокоточных автоматизированных средств измерения параметров ТП, прямых методов измерения нестационарных скоростей и температур, сертифицированных средств испытания дизелей и газового анализа, дублированием способов изучения распыливания;
- совпадением расчетных результатов с экспериментальными;

- согласованием частных полученных результатов с известными.

**Практическую ценность работы** представляют следующие новые методы, уравнения, технические решения, разработки:

- впервые в России создан ПК для исследования, проектирования, параметрической и дискретной оптимизации ТПА произвольных схем;
- графический редактор, программы распознавания образов, интерпретации и контроля для генерирования схем сложных систем;
- метод быстрого создания диагностических моделей с использованием математического моделирования ТП;
- уточненные данные по сжимаемости ДТ и бензина, уравнения для описания одно- и двухфазного состояния топлив в процессе ТП;
- рекомендации по проектированию привода ТНВД, расчетный инструмент для обеспечения качественного впрыска и надежности привода; исследованы возможности кулачкового дезаксиального механизма;
- предложены, оптимизированы на моделях и экспериментально исследованы перспективные образцы ТПА и дизели, ими оснащенные, в том числе: а) механические системы с автоматическим регулированием УОВ и с управляемой характеристикой впрыска; б) ТПА с замкнутым надьогольным объемом и регулируемым гидродоугружением иглы, насос-форсунки с импульсным гидрозапиранием; в) ТНВД и управление гидродинамическим процессом аккумуляторной ТПА; г) альтернативные системы с силовым электроприводом; д) ТПА с подачей газотопливных смесей и УС;
- найдены способы обеспечения работоспособности дизеля и ТПА на УС, разработаны рекомендации по проектированию дизелей на УС, доказана возможность создания быстходного малоразмерного дизеля на УС;
- разработаны и усовершенствованы современные средства экспериментального исследования процессов: а) параметров ТП с регистрацией и автоматизированной обработкой ЭВМ; б) оригинальный измеритель характеристики впрыска; в) исследование распыливания методом малоуглового рассеяния излучения; г) кинематический метод исследования структуры прозрачных потоков и ПС; д) регистрация пузырьков газов до 0,1 мкм в процессе ТП.

**Реализация результатов работы** имела место на ОАО “Заволжский моторный завод” (ПК “Впрыск”; оптимизированный привод ТНВД дизеля ЗМЗ-514; ТПА регулируемого давления впрыска для исследования рабочего процесса), на ОАО “Ногинский завод топливной аппаратуры” (система регулирования опережения на опытном ТНВД), на АМО “ЗиЛ” (система подачи газов в ТПА опытного дизеля ЗиЛ-645), что подтверждено соответствующими актами. На АОЗТ “Коломенский завод” эксплуатировался ПК “Впрыск”, в МГТУ им. Н.Э.Баумана на базе ПК “Впрыск” с 1993 г. введено курсовое проектирование ТПА студентами 6 курса, материалы работы используются при чтении лекций по курсу Топливные системы ДВС. ПК “Впрыск” использовался в университетах г.Лимы и г.Арекипы (Перу).

**Апробация работы.** Основные положения диссертации докладывались на ежегодных науч.-техн. конференциях МГТУ и МАДИ; на Юбилейной науч.-техн. конф. “165 лет МГТУ им. Н.Э.Баумана” (Москва, 1995); Межд. науч.-техн. конф. “100 лет российскому автомобилю. Промышленность и высшая школа” (Москва, МАМИ, 1996); НТС ОГКМ ОАО “Коломенский завод” (1996), Межд. науч.-практ. семинаре “Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС” (Владимир, ВГУ, 1997); Межд. науч.-техн. конф. “Двигатель-97” (Москва, МГТУ, 1997); Всерос. науч.-метод. конф. “Стратегия развития университетского технического образования в России” (Москва, МГТУ, 1998); Межд. науч.-техн. конф. “Решение экологических проблем в автотракторном комплексе” (Москва, МАДИ, 1999).

**Публикации.** По теме диссертации опубликована 41 работа, в том числе 2 учебника, 1 учебное пособие, 34 статьи и материалов конференций, 4 авторских свидетельства и патента.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, семи разделов, выводов, списка литературы и приложений. Общий объем 390 стр., основного текста - 241 стр., приложений -14 стр., имеется 243 рисунка, 24 таблицы, список литературы из 295 наименований.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведены общие сведения о диссертации.

В первом разделе определены и проанализированы актуальные задачи при создании ТПА для современных двигателей. Важнейшие требования к показателям ТПА диктуются экологическими нормами. Это не только снижение выбросов токсичных компонентов, шумности работы, но и выбросов  $\text{CO}_2$  за счет улучшения экономичности, особенно в широком поле эксплуатационных режимов, а также вовлечение в использование альтернативных, в том числе нетрадиционных топлив. Этим задачам посвящены труды И.В. Астахова, Л.Н.Голубкова, В.Г.Ивановского, О.Б.Леонова, И.В.Леонова, А.С. Лышевского, М.В.Мазинга, Н.Н.Патрахальцева, Ф.И.Пинского, С.Г.Роганова, Р.В. Русинова, В.И.Трусова, А.С.Хачияна, Б.Н.Файнлейба, Ю.Я.Фомина и др., а также большого числа иностранных ученых.

Повышение давления впрыска ( $P_{\text{впр}}$ ) является радикальным и в то же время одним из немногих средств решения противоречивых задач снижения различных токсичных выбросов, шумности, расхода топлива. Необходимо оптимальное регулирование  $P_{\text{впр}}$  по режимам работы, для традиционной ТПА это требует повышения  $P_{\text{впр}}$  на частичных режимах. Актуален поиск способов управления УОВ, характеристикой впрыска. Необходимо соблюдение эффективной ТП в условиях нагрева деталей, колебательных процессов в приводе ТНВД и др. Стоят задачи обеспечения стабилизации впрыска, малых подач, быстрого завершения впрыска, ускорения переходных процессов, упрощения

конструкции и удешевления ТПА, повышения ресурса и т.д. Специальные работы необходимы для осуществления подачи ряда альтернативных топлив.

Выполнение этих требований должно обеспечиваться разработкой новых или усложненных, нетрадиционных типов ТПА, их исследованием, оптимизацией. Математическое моделирование ТП позволяет ускорить эти работы, особенно для систем, для которых не накоплен опыт. Степень замещения экспериментальных работ расчетными зависит от достоверности математических моделей и удобства их использования.

Над созданием математических моделей ТП плодотворно работали И.В.Астахов, Л.Н.Голубков, А.И.Исаев, Д.В.Казунин, Н.А.Керимов, Т.Ф. Кузнецов, В.А.Кутовой, А.П.Перепелин, Б.П.Пугачев, В.И.Трусов, Ю.Я. Фомин, W.Egler, K.Kumar, D.Sobel, R.Strunk, P. Wannenwesch и др. Однако, новые условия работы ТПА, в частности, давления до 200 МПа, подача газотопливных смесей, вязких топлив, суспензий требуют совершенствования методов расчета ТП. Остается актуальным поиск простого и точного метода расчета нестационарного течения в трубопроводе. Необходима корректная запись уравнений ГУ, включая учет сжимаемости топлива, тепловых эффектов, способов расчета современных кулачков и т.д., а также поиск надежных методов разрешения ГУ. Традиционный неучет динамики привода ТНВД приводит к несовпадению параметров ТПА с расчетными. Нестационарность ТП делает неправомерным использование для оценки сопротивления в трубопроводах формул для установившегося течения, а создание достоверного метода расчета требует выяснения реальных условий течения и трения. Остается крайне актуальным получение удобного и адекватного уравнения состояния для топлив или, по крайней мере, уточнение их упругих и других физических свойств. Интенсификация впрыска и подача газотопливных смесей делает все более актуальным достоверную оценку тепловых эффектов. Их значимость требует экспериментальной проверки. Мало изучены реологические свойства, распыливание и способы организации ТП нетрадиционного топлива - УС.

На основе анализа состояния проблемы и поставленной цели сформулированы задачи исследования. Научной концепцией работы принято использование элементов системного подхода к ТПА, в частности, в рассмотрении ее во взаимосвязи с внешними условиями, как совокупность элементов переменного состава и изменяемых структурных связей, в установлении важнейших свойств и факторов, влияющих на функционирование ТПА, в первую очередь, в новых условиях интенсификации впрыска, в создании средств анализа, синтеза, прогнозирования поведения ТПА, отыскании перспектив ее развития и оценке ее технического состояния в условиях эксплуатации.

**Во втором разделе** рассматриваются методы расчета ТП. При решении задачи о нестационарном течении в трубопроводе наиболее употребимой остается методика И.В.Астахова-Л.Н.Голубкова, базирующаяся на решении Д'Аламбера. В плане ее развития предлагается расчет образования газовой

фазы в процессе ТП, основанный на тех же балансовых принципах, что и расчет ликвидации газа. Если на данном участке в расчете получено  $P < 0$ , то

$$V_{\text{раз}} = 2f_{\text{тр}} \Delta t (W_x - F_x) / (\alpha \rho); \quad V_{\text{газ}}^j = V_{\text{газ}}^{j-1} + V_{\text{раз}} [1 - P^{j-1} / (W_x - F_x)]; \quad P^j = 0,$$

где  $V_{\text{раз}}$  – объем разрыва сплошности при интерференции прямой  $F_x$  и обратной  $W_x$  волн;  $V_{\text{газ}}$  – объем газовой фазы;  $\alpha, \rho$  – скорость звука и плотность.

Так приближенно удается описать гистерезис двухфазного состояния топлива. Как показано в табл.1, для ТНВД Компакт-24, при частоте вращения его вала  $n_{\text{кул}} = 2250 \text{ мин}^{-1}$ , цикловой подаче  $g_d = 37 \text{ мг}$ , остаточном объеме  $V_{\text{ост}} = 0,4\%$ , даже для традиционной ТПА совершенно необходим не только известный расчет ликвидации, но и расчет образования газовой фазы.

Таблица 1

| Метод расчета подачи \ Параметры ТП | $h_{\text{пл}}^{\text{акт}}$ , мм | $P_{\text{впр}}^{\text{max}}$ , МПа | Подвыпрыск  |
|-------------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------------|-------------|
| Без учета газообразования           | 0,65                              | 49,41                               | 22,5%       |
| С учетом газообразования            | 1,9                               | 86,54                               | отсутствует |

Ставшие с 60-70 гг популярными попытки уточнить решение Д'Аламбера с помощью “следов волн”, напротив, ввиду ошибочности исходных посылок, делают модель неадекватной. Они приводят к замедлению счета и неестественно высокому возрастанию давления в конце ТП (рис.1).

При корректном учете и небольших по величине факторов газообразования, трения, подогрева топлива модель на базе решения Д'Аламбера вполне приемлема для описания ТП при давлениях до 50...80 МПа.

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. Для ТПА для ускорения расчета без ущерба точности она может быть упрощена.

Несильное изменение сечения допускают исходные уравнения:

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho f U] + \frac{\partial}{\partial t} [\rho f U^2] + f \frac{\partial P}{\partial x} = -K_{\text{тр}}^* U; \quad \frac{\partial}{\partial t} [\rho f] + \frac{\partial}{\partial t} [\rho f U] = 0. \quad (1)$$

Изменение сечения канала  $f$  рассматриваем отдельно как факторы геометрии канала и деформации. Второй учитываем функцией Ляме и далее, через скорость звука в трубопроводе  $\alpha$ .

Используя инварианты  $\partial \sigma_{\pm} = \partial U \pm \partial P / \alpha \rho$  и обозначения  $b_{\pm} = \alpha \pm U$ ,  $D_{\pm} = K_{\text{тр}} U \pm \alpha U / f \cdot (\partial f / \partial x)_{\text{геом}}$  и трактуя процедуру С.К.Годунова для  $D_{\pm} \neq 0$ , стремимся отыскать  $\sigma_{\pm}^{j+1}$  через промежуточные приближенные значения  $\sigma_{\pm}^{j+1/2}$ . Описывая гидродинамический разрыв уравнениями сохранения импульса на границах ячейки при расходе  $g_{\pm}$

$$g_{+} (U_{i+1/2}^{j+1/2} - U_{i+1}^j) = P_{i+1/2}^{j+1/2} - P_{i+1}^j; \quad g_{-} (U_{i+1/2}^{j+1/2} - U_i^j) = P_{i+1/2}^{j+1/2} - P_i^j. \quad (2)$$

для малых возмущений и течения с  $M=U/\alpha < 0,1$ , типичных для ТПА, считаем, что нет необходимости в усложнениях, обычных для газов с ударными волнами. Тогда принимаем  $\rho_+ = \rho_- = \rho$ ;  $g_+ = g_- = g = \alpha\rho$  и с помощью (2) получаем явную разностную схему, обладающую свойствами устойчивости при  $|U| + \alpha \Delta t / \Delta x \leq 1$  и транспортности:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{+i}^{j+1} - \sigma_{+i}^j + b_{+i}^j \cdot \Delta t / \Delta x \cdot (\sigma_{+i}^j - \sigma_{+i-1}^j) &= -D_{+i}^j \cdot \Delta t \\ \sigma_{-i}^{j+1} - \sigma_{-i}^j - b_{-i}^j \cdot \Delta t / \Delta x \cdot (\sigma_{-i}^j - \sigma_{-i-1}^j) &= -D_{-i}^j \cdot \Delta t \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ГУ, например, для входа в трубопровод с сопротивлением  $\zeta_{\pm}$ :

$$U_0^{j+1} = \left[ \sigma_{-0}^j - \sigma_{-0}^{j+1} + U_0^j + (P_{V0}^{j+1} - P_0^{j+1}) / \alpha\rho \right] / \left[ 1 + \zeta_{\pm} |U_0^j| / 2\alpha \right].$$

Другая, концептуально близкая модель течения в трубопроводе - консервативный метод РР - непосредственно использует методологию С.К. Годунова с допущением об отсутствии скачков параметров, предложенным Ю.А. Гришиным. Исходные уравнения сохранения записываются для конечно-разностной ячейки  $[\Delta x \cdot \Delta t]$ . Для нее масса  $M = \rho \Delta x$ , количество движения  $K = \rho U \Delta x$ , полная энергия  $E = M(c_v T + U^2)$ , расход через границы  $(i-1/2)$  и  $(i+1/2)$   $G = \rho U \Delta t$ , импульс  $J = P \Delta t + GU$ , поток полного теплосодержания  $I^* = \rho U(e + U^2/2 + P/\rho) \Delta t$ . Тогда для ячейки справедливо:

$$\begin{aligned} M^{j+1} &= M^j + G_{i-1/2} - G_{i+1/2}; \quad K^{j+1} = \left[ K^j - \lambda \rho U |U| \Delta x \Delta t / 2d_{тр} \right]^j + J_{i-1/2} - J_{i+1/2}; \\ E^{j+1} &= \left[ E^j - 4\alpha_w (T - T_w) \Delta x \Delta t / d_{тр} \right]^j + I_{i-1/2}^* - I_{i+1/2}^*, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\lambda$  - коэффициент сопротивления трубопровода,  $\alpha_w$  - теплоотдачи к стенке.

Для описания РР используем дифференциальные уравнения типа (1) без правых частей. Это соответствует принципу физического расщепления, трение и теплообмен учитываются в (4). Кроме того, с учетом характеристических соотношений  $(dx/dt)_\beta = U + \alpha$ ,  $(dx/dt)_\gamma = U - \alpha$  и допущения об отсутствии сильных возмущений, получаем простые зависимости для изменения  $U$  и  $P$  при переходе через фронты волн возмущений

$$dP \pm \alpha \rho \cdot dU = -\rho \alpha^2 U / (U \pm \alpha) \cdot \partial f / f,$$

тогда расчетные выражения, например, для левой границы ячейки имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} U_{i-1/2} &= (U_i + U_{i-1}) / 2 - (P_i - P_{i-1} - F_i - F_{i-1}) / (2\alpha\rho)_{cp}; \\ P_{i-1/2} &= (P_i + P_{i-1} - F_i + F_{i-1}) / 2 - (\alpha\rho)_{cp} \cdot (U_i - U_{i-1}) / 2, \end{aligned} \right\}$$

где  $F_i = \left[ \alpha^2 \rho U / (\alpha + U) f \right]_{cp} (f_i - f_{cp})$ ;  $F_{i-1} = \left[ \alpha^2 \rho U / (\alpha - U) f \right]_{cp} (f_{cp} - f_{i-1})$ .

После вычислений потоковых членов (4) обновленные параметры:  $U_i^{j+1} = K_i^{j+1} / M_i^{j+1}$ ,  $\rho_i^{j+1} = M_i^{j+1} / \Delta x$  и т.д. Определение  $P_i^j$  по известной  $\rho_i^j$  производится с использованием полученного в разделе 5 уравнения связи (14), (15).

Предложенные методики особенно оправданы при существенности упомянутых выше усложняющих течение эффектов, например, для ТПА интенсивного впрыска или, например, без искусственных приемов они описывают повышение остаточного давления в конце подачи под влиянием трения (рис.1). Адекватность моделей обеспечивается при критерии Куранта 0,2...1,0. Тогда они проигрывают в скорости счета решению Д'Аламбера соответственно в 0,7...2,5 раза. Применение неявных разностных схем нецелесообразно: они снижают точность из-за "размывания" волн и в расчетах ТП не уменьшают время счета (шаг лимитирован ГУ).

Интенсификация впрыска потребовала в ГУ использовать уравнения массового баланса. Впервые для расчета ТП их применил Л.Н.Голубков в виде  $d\rho_i/dt = f(\rho_i, P_i, V_i, \dots)$ . Запись этих уравнений через давление  $P$  и коэффициент сжимаемости  $\beta$  более удобна при состыковке уравнений и избавляет от накопления ошибки при вычислении  $P$  через  $\rho$ . Тогда для  $i$ -й полости произвольной ТПА с  $k$  смежными полостями,  $j$  трубопроводами и  $n$  движущимися элементами уравнения массового баланса имеет вид:

$$dP_i/dt = \left[ 1/\rho_i \sum G_{i-k} + \sum U_{i-j} F_j + \sum dV_{i-n}/dt \right] / V_i \beta_i^{\text{эфф}}. \quad (5)$$

Нелогично в уравнениях массового баланса использовать для вычисления  $G$  уравнения расхода несжимаемой жидкости. Но для сжимаемой жидкости оно отсутствует ввиду отсутствия уравнения состояния. Используя (15), получаем обобщенное уравнение расхода сжимаемой двухфазной жидкости:

$$G = \mu F \left\{ \frac{2\kappa \rho_0 B^{1/\kappa}}{\kappa - 1} \cdot \frac{1 - \varepsilon_{r0}}{(P_1 + B)^{(1-\kappa)/\kappa}} \left[ 1 - \left( \frac{P_2 + B}{P_1 + B} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right] + \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(n_r-1)/n_r} \right] \times \right. \\ \left. \times \frac{2n_r \rho_0 \varepsilon_{r0} \cdot P_0^{1/n_r}}{P_1^{(1-n_r)/n_r} (n_r - 1)} \right\}^{0,5} \left\{ (1 - \varepsilon_{r0})^2 \cdot \left( \frac{B}{P_2 + B} \right)^{2/\kappa} + \varepsilon_{r0}^2 \left( \frac{P_0}{P_2} \right)^{2/n_r} \right\}^{-0,5}. \quad (6)$$

В частном случае, для однофазного топлива ( $\varepsilon_{r0}=0$ ) уравнение (6) упрощается, а при  $\varepsilon_{r0}=1$  сводится к известному для газов. Уравнения (5),(6) незаменимы для расчета ТП с  $P > 100$  МПа или с газосодержанием  $\varepsilon_{r0} > 0,05 \dots 0,1$ .

Неустойчивость интегрирования уравнений ГУ, возникающая при малых объемах и перепадах давления, приводит к прерыванию счета или выводу в случайном порядке неадекватных результатов. Для системы уравнений ГУ вида  $dY/dt = f(t, Y)$ , например (5), пригодны абсолютно устойчивые методы, а обычный в ТП метод Эйлера - условно устойчивый. Проблема не решается методами высших порядков аппроксимации (Рунге-Кутта и др.), но решается неявными методами. Неявный метод Эйлера предъявляет завышенные требования к точности решения вспомогательной системы алгебраических уравнений. Методы "предиктор-корректор" (Хемминга, Гира) недостаточно устойчивы. Скорейший и устойчивый счет обеспечивает одношаговый метод с весовыми коэффициентами (ОМВК) при  $\sigma = 0,25 \dots 0,3$  (рис.2):

$$Y^{j+1} = Y^j + \Delta t \cdot \sigma \cdot f(t^{j+1}, Y^{j+1}) + \Delta t \cdot (1 - \sigma) \cdot f(t^j, Y^j).$$

Ранее нами использовался более простой искусственный прием решения проблемы - введение фиктивного дросселя с контролем его величины.

Ввиду роста интереса к ТПА с повышенным давлением над иглой  $P_n$  (см. раздел 6), на базе уравнения плоского ползущего течения, формулы Д.Н. Вырубова для вязкости  $\eta(P)$  получено выражение утечек по маломузору  $\delta$ :

$$Q_{yt} = \left[ \pi (P_\phi - P_n)^2 \delta^3 d_n \ln c \right] / \left[ 12 \eta_0 l_n P_0 \left( c^{P_\phi/P_0} - c^{P_n/P_0} \right) \right] + \pi U_n \delta d_n / 2.$$

На основании экспериментов установлено: на упоре иглы  $Q_{yt} \approx 0$ .

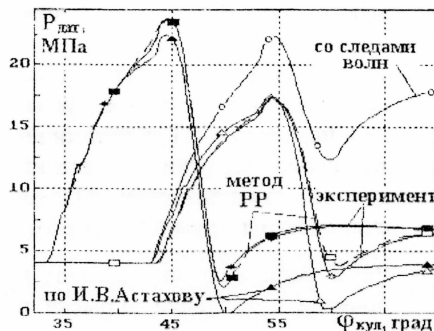


Рис.1. Давление в двух датчиках на расстоянии  $\Delta L = 2,53$  м в длинной трубе, вязкость  $\nu = 87 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

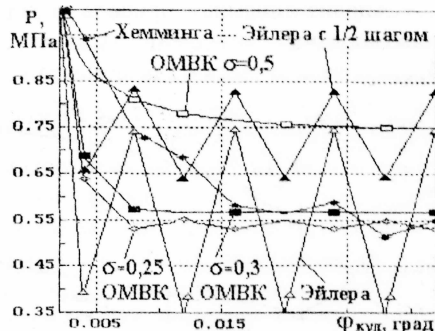


Рис.2. Давление в полости после открытия перетока - интегрированные различными методами

В третьем разделе описаны прикладные алгоритмы, ПК "Впрыск", его практические приложения. При проектировании дизелей, обычно, недооценивается значение динамики привода ТНВД. Интенсификация впрыска сделала это актуальным для всех ТНВД. Использование статического коэффициента деформации не отражает физические особенности процесса. Достоверно рассчитать ТП и нагрузки в приводе возможно при рассмотрении сопряженной задачи ТП и динамики привода ТНВД. Вынужденные с затуханием колебания в замкнутой (ремень, цепь) дискретизированной крутильной системе описываются системой уравнений вида:

$$J_i d^2 \xi_i / dt^2 - k_i (\xi_{i-1} - \xi_i) + k_{i+1} (\xi_i - \xi_{i+1}) - M_{возм i} + M_{сopr i} = 0, \quad (7)$$

где  $\xi_i$  - закрутка  $i$ -го участка ( $i=1 \dots k$ ),  $J_i$  - момент инерции,  $k_i$  - крутильная жесткость. Для линейной системы  $k_{k+1} = 0$ . Считаем, что ТНВД не оказывает влияние на колебания коленчатого вала, уменьшая размерность системы (7), но учитываем его влияние на ТНВД через  $\xi_0(t)$ . Для линейных систем существенны люфты в сопряжениях, для замкнутых - невозможность передачи усилий сжатия. Эти обстоятельства отражаются логическими условиями вида:  $k_i = f(\xi_{i-1} - \xi_i)$ . Диссипацию энергии в ТНВД определяем по выражению:

$$M_{\text{сопр}} = A i_{\text{пл}} d_{\text{пл}}^2 h_{\text{пл}}^{\text{max}},$$

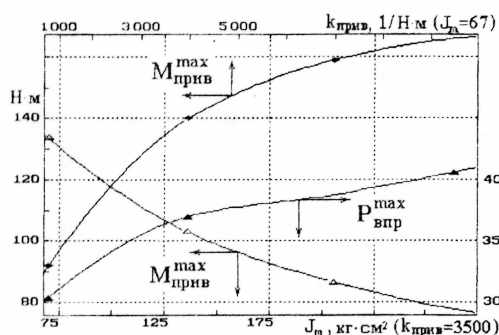
где  $A=1125 \text{ кН/м}^2$  для рядных, индивидуальных ТНВД со смазкой маслом;  
 $A=9900 \text{ кН/м}^2$  для распределительных ТНВД со смазкой топливом.

Момент  $M_{\text{кул}}$  вычисляется по аналитическим формулам, а при отсутствии данных, для кулачков любого типа - из баланса мощностей:

$$M_{\text{кул}} = M_{\text{сопр}} + \frac{30 i_{\text{пл}} dh_{\text{пл}}/dt}{\pi n_{\text{кул}} \eta_{\text{ТНВД}}} \left[ F_{\text{пл}} P_{\text{пл}} + \frac{d^2 h_{\text{пл}}}{dt^2} m_{\text{пл}}^{\Sigma} + c_{\text{пл}}^{\text{пр}} (h_{\text{пл}} + L_{\text{пред}}) \right].$$

Здесь  $\eta_{\text{ТНВД}}=0,77...0,79$ , в роторных насосах  $c_{\text{пр}}^{\text{пл}}=0$ . Интегрирование (7) в ГУ устойчиво при всех условиях, вплоть до полной остановки вала ТНВД.

Анализ динамики привода позволил выявить пути его рационального проектирования. Замедление кулачка тем больше, чем меньше  $n_{\text{кул}}$ ,  $J_m$ ,  $k_{\text{прив}}$ . 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.3).

Рис.3. Максимальные момент в приводе и давление впрыска в функции жесткости и момента инерции насоса быстрогоходного дизеля в левой точке его внешней скоростной характеристики

Несогласованные  $k_{\text{прив}}$  и  $J_m$  не улучшают ТП, но перегружают привод, даже в сравнении с абсолютно жестким. 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  $P_{\text{впр}}$ . 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.

Примером использования гидромеханической модели является доработка ременного привода дизеля 4СН8,7/9,4 (ЗМЗ-514). При использовании ТНВД VE Bosch скоростная характеристика подачи на дизеле при малых частотах проходила выше получаемой на безмоторном стенде, а при больших - ниже. Выявлено, что причиной первого явилась податливость привода, причиной второго - передача на вал ТНВД колебаний коленчатого вала. Пробле-

му решили установкой маховика ТНВД, нового демпфера коленчатого вала и отказом от ужесточения ремня.

Для кулачков переменной кривизны предложен расчет углов давления, кривизны, контактных напряжений и момента. Обоснована возможность снижения нагрузок на 10...15% за счет дезаксиала кулачкового механизма.

Конструкции вновь разрабатываемой ТПА все меньше соответствуют традиционной схеме 30-х годов. Патентная активность, прогнозы и тенденции развития убеждают в необходимости создания универсальных ПК для моделирования ТП произвольной ТПА. Обычно под новый тип ТПА приходится готовить новые алгоритмы и программы. Это сужает возможности создания новых систем, исключает проведение дискретной оптимизации. В отличие от продуктов фирм Caterpillar, Ricardo и R.Bosch, ПК "Впрыск" генерирует схему ТПА из фиксированного ряда укрупненных функциональных элементов, взаимодействующих между собой. Для работы с ТПА усложненных схем оказался незаменимым графический редактор. Он позволяет изображать и редактировать схему ТПА. Программы обработки трансформируют ее в матрицу связей, распознают образы, интерпретируют для расчетных программ, анализируют возможность функционирования такой ТПА. Для повышения производительности труда специалиста, контроля его работы, облегчения анализа результатов, создана современная многооконная сервисная оболочка ПК.

Для оптимизации по 1...2 параметрам в ПК организуется численный эксперимент с представлением результатов в виде 2-х, 3-х и квазитрехмерной графики. Для задач большей размерности используется аппарат параметрической оптимизации. 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  $X_k$  с ограничениями  $Y_i$  со штрафными коэффициентами  $C_i^Y$ . Целевая функция по критериям  $Z_j$  имеет вид:

$$F = C_j^Z \cdot \bar{Z}_j + \sum_{i=1}^n C_i^Y \cdot \Delta \bar{Y}_i^2 + \sum_{k=1}^m C_k^X \cdot \Delta \bar{X}_k^2; \quad \bar{Z}_Q = 1 / t_{\text{впр}} \int [Q_{\Phi}^{\text{зад}} / Q_{\Phi}^{\text{действ}} - 1]^2 dt$$

С использованием  $\bar{Z}_Q$ , т.е. для задачи проектирования ТПА по заданной характеристике впрыска  $Q_{\Phi}(t)$ , такой подход более строг и универсален, чем стремление решить некорректно поставленную обратную задачу ТП.

Рядовым случаем оптимизации ТПА является множественность решений. Из практики работ формулируются приемы решения оптимизационных задач: отсеивающие эксперименты, исключение невзаимодействующих, малозначимых и дискретных параметров, перевод их в число ограничений или условий счета ( $g_{\text{ц}}, h_{\text{пл}}^{\text{акт}}, P_{\text{нач}}, P_{\text{игль}}, \dots$ ), физическое расщепление (кинематика привода, клапан, форсунка и т.д.), комбинация методов поиска, подготовка и смена стартовых точек и др.

Ограничениями являются контактное напряжение, подвыпрыск, заброс газов, максимальные давления в полостях, момент на валу, неравномерность его вращения и др. Трудности могут возникать с выбором критериев ( $\Phi_{\text{впр}}$ ,  $P_{\text{впр}}^{\text{max}}$ ,  $\bar{P}_{\text{впр}}$ ,  $d_{32}$ ,  $\sigma_k^{\text{max}}$ ,  $g_{\text{ц}}$ ,...). Для ТПА, как открытой сложной системы, проблема решается совместной оптимизацией с рабочим процессом двигателя.

Эффективная работа ТПА обусловлена не только ее конструкцией, но и текущим техническим состоянием. Разработанные математические модели и современные средства измерений были успешно применены для решения практической задачи, требующей высокой точности - диагностирования ТПА. Предложенная методология универсальна, реализация относится к ТПА дизелей 12ЧН15/18 (В46). Структурный анализ выявил 20 наиболее вероятных неисправностей ТПА, определил их допускаемые отклонения. По измерениям давлений перед форсункой и в трубопроводе-расходемере Bosch и их обработке выявлено 29 диагностических параметров. Для полного распознавания неисправностей использованы три режима работы.

Основная трудность создания системы диагностики состоит в получении диагностической модели. Трудоемкие и дорогостоящие экспериментальные работы, сопряженные с неточностью и неопределенностью комплекса допустимых отклонений были заменены детерминистическим подходом с использованием математического моделирования. Получение в этом случае значений диагностических параметров не зависит от сочетания допустимых отклонений, нескольких неисправностей, оценкой их величины, сорта топлива, межцикловой нестабильности и т.д.

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. Такую работу один специалист может провести в течение 2-3 недель. Эксперименты с 30 неисправными образцами ТПА подтвердили адекватность диагностической модели. В отличие от известных, предложенная методика позволила гарантировано распознавать все 20 неисправностей, а в сокращенном варианте (замер давления перед форсункой на холостом ходу и пуске), становясь вероятностной, тем не менее, показала на развернутом дизеле хорошие результаты.

Диагностирование одновременного наличия нескольких неисправностей вынуждает перейти к комплексной методике, сочетающей расчетно определяемый детерминированный отклик и вероятностное представление состояния ТПА. Методологической базой этого служит обобщенная формула Байеса, а дополнительной информацией - наперед заданные статистические данные по вероятности возникновения каждой неисправности.

В четвертом разделе рассматриваются физические особенности течения нестационарных потоков топлива в трубопроводах, теоретически и экспериментально изучается сопротивление в них.

Гидродинамические условия нестационарных потоков в трубопроводах ТПА, двигающихся со скажностью 10...25, ранее не изучались, нет информации о характере и режиме течения. В таких условиях трудно рассчитывать на создание адекватных и несложных моделей гидродинамического трения. Специально поставленные эксперименты проводились в реальных условиях ТП. Для изучения тонких ПС использовался кинематический метод, основанный на регистрации индивидуальных изображений частиц-меток в пуге световых импульсов. Метод количественный, не требует тарировок, дает информацию о структуре потока и всех характеристиках турбулентности, не искажает течение. В развитие работ ИТФ СО РАН метод адаптирован для газов, разработана оригинальная схема с нормальным отражением света, электронные генераторы мощностью 5 МВт и интервалом между вспышками до 15 мкс. Динамическая погрешность минимизировалась малостью частиц (2...8 мкм) и алгоритмами восстановления истинной скорости. Увеличение микро-

скопа - до 1350, общее для фотограмм - до 13500.



Рис.4. Фотограмма течения с кодированными интервалами между тремя импульсами

Для записи мгновенных параметров ТП применялся автоматизированный измерительный комплекс разработки МГТУ с компьютерной регистрацией и обработкой. Погрешность измерения мгновенных давлений не более 1%. Характеристика впрыска регистрировалась по методу Bosch и измерителем авторской конструкции, основанным на зависимости электрического сопротивления некоторых сплавов от давления.

В нагнетательном трубопроводе обнаружены как ламинарные, так и турбулентные течения. Их характер и условия существования не соответствуют стационарным и изученным нестационарным течениям. Важнейшая особенность - свободная турбулентность от предыдущего цикла, скорость затухания которой для подачи ДТ описывается зависимостью  $\sqrt{V'^2} = 0,008\tau^{-0,85}$ . Но важна не столь интенсивность свободной турбулентности, сколько ее наличие: ее роль заключается в провоцировании неустойчивости.

В начале подачи регистрируется лишь свободная турбулентность, генерация турбулентности начинается от стенки, в области наибольших  $\partial u / \partial y$  (рис.5). Со временем ПС расширяется и максимум турбулентности отодвигается от ламинаризирующей течение стенки. Для появления турбулентности

требуются не только высокие скорости ( $Re > 2300$ ), но и время. При переходе к турбулентному течению максимум  $u'$  вновь смещается к стенке, степень турбулентности имеет порядок 0,1.

О переходе судили по деформации профилей  $\bar{u}$  и  $u'$ , перегибу  $\bar{u}(y)$ , максимуму  $\partial^2 \bar{u} / \partial y \partial t$ . Используя аналогию с начальным участком стационарного течения, основываясь на результатах изучения структуры ПС, вводим характерный размер для критериальных соотношений, отражающий развитие ПС при  $U \neq \text{const}$  - длину участка трения  $x_{\tau p} = \int U dt$ . Тогда режим течения в трубопроводах ЛВД может быть определен из сравнения с критическим:

$$Re_{\kappa p} = 2300 + 1,53 \cdot (U^2 / 2x_{\tau p})^{0,5}.$$

Зависимость отражает не столько ламинаризацию при ускорении, сколько зависимость турбулизации от фактора времени. По особенностям генерации и диссипации турбулентности течение в ТПА занимает промежуточное положение между изученными случаями осциллирующего и внезапно возникающего течений, а характерные  $Re_{\kappa p}$  отличаются от них соответственно на 1 и 2 порядка.

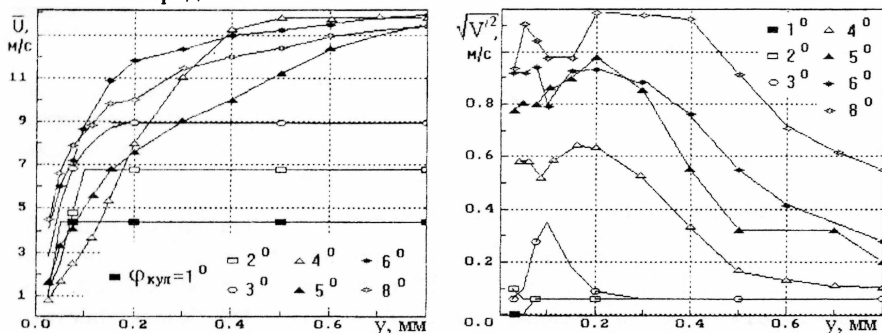


Рис.5. Профили интенсивности турбулентности и средней скорости

Математическая модель трения в ЛВД в рамках теории ПС построена на базе метода локального моделирования С.С.Кутателадзе - А.И.Леонтьева. Метод привлекателен единой методологией исследования турбулентных и ламинарных течений, динамической и тепловой задачи, учета влияния нестационарности, двухфазности, неизотермичности и т.д. Для нестационарных ламинарных ПС он не разрабатывался, но был востребован применительно к ТП. Интегральные уравнения импульсов нестационарного ПС в канале:

$$\frac{H^+ r}{u_\infty} \frac{\partial Re^{**}}{\partial t} + r \frac{\partial Re^{**}}{\partial x} = \frac{c_f}{2} Re_d - Re^{**} \frac{\partial \tau}{\partial x} + \frac{Re^{**} r}{u_\infty} \left[ \frac{H^+}{u_\infty} \frac{\partial u_\infty}{\partial t} - (1+H) \frac{\partial u_\infty}{\partial x} \right],$$

где  $H^+$ ,  $H$  - формпараметры,  $Re^{**}$  - критерий Рейнольдса по толщине потери импульса,  $c_f$  - коэффициент трения,  $u_\infty$  - скорость на внешней границе ПС. Используем гипотезу об универсальности относительных законов трения

$$(c_f/c_{f0})_{Re^{**}=idem} = \Phi_{\Pi} = \prod_{i=1}^k \Phi_i.$$

Применительно к ТП удобнее считать стандартными условиями установившееся течение в трубе. Тогда для ламинарного течения:  $c_{f0} = (3 Re^{**})^{-1}$ . Относительный закон трения  $\Phi_{\text{нест}}$  ищем с использованием закона Ньютона:

$$\frac{c_f}{2} = \left[ \int_0^{u_{\infty}} \mu du \right] / \left[ \rho_{\infty} u_{\infty} \int_0^{\delta} \tau dy \right].$$

Используя аппроксимацию  $\bar{\tau} = a + b\xi$ , ГУ на стенке и уравнения движения в ядре и у стенки, окончательно получаем:

$$\Phi_{\text{нест}} = [(2 - \delta/r - Z_{\text{нест}}) \delta/r]^{-1}; \quad Z_{\text{нест}} = 2\delta/(c_f u_{\infty}^2) \cdot \partial u_{\infty} / \partial t.$$

Интегрируя закон Ньютона, находим профиль скорости, толщины ПС:

$$\bar{u} = u/u_{\infty} = 0,5 c_f \delta u_{\infty} / \nu \int_0^{\xi} \tau d\xi = \Phi_{\text{нест}} \cdot [2\xi - (\delta/r) \xi^2 - Z_{\text{нест}} \xi^2].$$

Для турбулентных нестационарных ПС используем работы А.И. Леонтьева, А.В. Фафурина. Ограничимся упрощенным выражением закона нестационарности:  $\Phi_{\text{нест}} = (1 + 8c_f Z_{\text{нест}})^{1,54}$ . Стандартными условиями вновь считаем установившееся течение в трубе, из закона Блазиуса:  $c_{f0} = 0,02384 \cdot Re^{-0,25}$ .

Модели учитывают два важнейших эффекта нестационарности в условиях ТП: снижение  $c_f$  по мере роста ПС и зависимость  $c_f$  от  $\partial U/\partial t$  (рис.6).

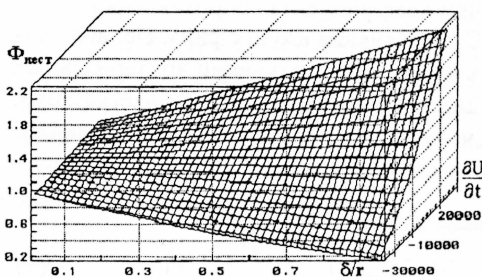


Рис.6. Закон трения в функции толщины турбулентного ПС и  $\partial U/\partial t$



Рис.7. Влияние длины участка трения ( $U = \text{const}$ )

Чем толще ПС, тем он чувствительнее к  $\partial U/\partial t$ . Первый эффект подтверждает введенную гипотезу об определяющей роли длины участка трения. Это понятие применимо и к произвольному нестационарному процессу ТП, и к изученным течениям (рис.7). Это дает обоснование обобщению экспериментальных данных по сопротивлению при ТП в форме:  $\lambda = f(Re_d, x_{\text{тр}})$ .

В условиях впрыска  $c_f$  первоначально многократно превышает квазистационарное значение, при  $\partial U/\partial t < 0$  его величина падает до нуля (отрыв ПС). Так изменяются в процессе ТП и  $c_f$  и  $\lambda_{\text{нест}}$  (рис.8). Сравнения с эксперимен-

тальными данными убеждают в адекватности моделей (рис.9). Напротив, формулы Пуазейля, Блазиуса или аналогичные им приводят к грубым ошибкам во всех фазах ТП (рис.8,9).

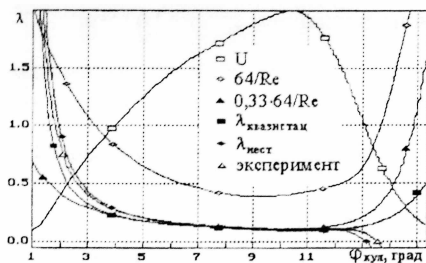


Рис.8. Коэффициент сопротивления ламинарного течения,  $\nu=147 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $n_{\text{кул}}=600 \text{ мин}^{-1}$



Рис.9. Давление датчика в длинной трубе при различных оценках трения при турбулентном течении

Недостатком методик является их непригодность для рядовых расчетов ТП. С целью получения зависимостей для быстрых вычислений проведен цикл экспериментов с жидкостями вязкостью  $\nu=(1,09...1146) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , подаваемых ТНВД с  $d_{\text{пл}}=6,5...12 \text{ мм}$  при  $n_{\text{кул}}=100...1000 \text{ мин}^{-1}$  с  $\partial U/\partial t$  от  $+32\ 000$  до  $-90\ 000 \text{ м/с}^2$  в “бесконечном” трубопроводе с мерным участком  $2,53 \text{ м}$ . Попытка обобщения результатов в виде  $\lambda=f(\text{Re}_d)$  дает большой разброс точек. Влияние нестационарности в отношении коэффициента сопротивления  $\lambda$  рассматриваем в двух аспектах: роста ПС и изменения его профиля. Первое учитываем через длину участка трения  $\bar{x}=x_{\text{тр}}/d_{\text{тр}}$ . При получении критериальных зависимостей используем опыт обобщения  $\lambda$  для начального участка труб. Под квазистационарным понимаем течение с  $\partial U/\partial t \approx 0$ , но развивающимся ПС. Ниже приведены полученные расчетные соотношения.

Ламинарное течение: 
$$\lambda_{\text{квазистац}} = 7,07 \cdot \bar{x}^{-0,33} \text{Re}_d^{-0,67}; \quad (8)$$

$$\lambda_{\text{нест}} = 5,4 \cdot \bar{x}^{-0,2} \text{Re}_d^{-0,67} + 0,04 \cdot 2d_{\text{тр}} (\bar{x})^{0,2} / U^2 \cdot \partial U / \partial t. \quad (9)$$

Турбулентное течение: 
$$\lambda_{\text{квазистац}} = 0,19 \cdot (\bar{x} \cdot \text{Re}_d)^{-0,25}; \quad (10)$$

$$\lambda_{\text{нест}} = 0,105 \cdot (\bar{x} \cdot \text{Re}_d)^{-0,2} + 0,025 \cdot 2d_{\text{тр}} U^{-2} \cdot (\bar{x})^{-0,25} \cdot \partial U / \partial t. \quad (11)$$

Соотношения (9), (11) наиболее достоверно отражают процесс и близки к результатам теоретических моделей (рис.7,8), но замедляют счет и связаны с численным дифференцированием при вычислении  $\partial U/\partial t$ . Выражения (8), (10) не вызывают затруднений в использовании, ошибка заметна только в конце ТП (рис.8). Применение формул Пуазейля, Блазиуса неадекватно и по крайней мере требует средних за процесс поправочных коэффициентов  $0,31...0,33$  и  $0,35...0,65$  соответственно. Табл.2 иллюстрирует необходимость корректного учета трения в расчетах интенсивного впрыска (ТПА ЧН26/26 с

трубопроводом Ø2,3x600 мм). Требования к оценкам трения снижены для ТП с малыми давлениями и скоростями топлива.

Таблица 2

| 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          |

В пятом разделе рассматриваются тепловые процессы в ТПА и проводится поиск уравнений для описания состояния топлив.

Тепловые эффекты особенно важны при подаче тяжелых топлив и газотопливных смесей, в форсированных ДВС, с давлениями выше 80...100 МПа. Уравнение энергии с полной энтальпией  $I^*$  для течения в трубопроводах, дополняющее гидродинамические уравнения, например, (1), учитывает важнейшие факторы неизоотермичности ТП:

$$\frac{\partial I^*}{\partial t} + U \cdot \frac{\partial I^*}{\partial x} = \frac{4\alpha_w(T_w - T)}{\rho d_{тр}} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} + k_{проф} \frac{\lambda |U|^2}{2d_{тр}} \quad (12)$$

В отличие от опубликованных работ, относящихся к ТП, (12) корректно и с необходимой полнотой учитывает важнейшие факторы неизоотермичности: разогрев топлива от сжатия, теплообмен со стенками, диссипацию энергии. Лишь с учетом затрат энергии на перестройку профиля скорости, скорее формально, чем ввиду значимости, в (12) введен член трения ( $k_{проф} \rightarrow 0$ ).

Для быстрых оценок теплообмена со стенками используем гипотезу о длине участка трения  $x_{тр}$  и известные соотношения для начальных участков труб. Точнее нестационарный теплообмен в трубопроводе рассчитывается по модели ПС С.С.Кутателадзе-А.И.Леонтьева. Концепция, достоинства и ее реализация такие же, как и для трения. Сокращенное интегральное уравнение энергии нестационарного ПС:

$$\frac{H_r}{U_\infty} \frac{\partial Re_r^{**}}{\partial t} = St \cdot Re_d + \frac{Re_r^{**} H_r}{U_\infty^2} \frac{\partial U_\infty}{\partial t} + \frac{Re_r^{**} r}{T_\infty - T_w} \frac{\partial T_w}{\partial x} - \frac{Re_r^{**} H_r}{U_\infty (T_\infty - T_w)} \frac{\partial T_\infty}{\partial t} - \frac{Re_r}{2U_\infty \rho c_p (T_\infty - T_w)} \frac{\partial p}{\partial t}$$

Закон теплообмена, профили турбулентного ПС заимствованы из работ С.С.Кутателадзе, -А.И.Леонтьева. Теплообмен в ламинарном нестационарном ПС ранее не рассматривался. Из определения  $St$ , закона Фурье и далее поступая аналогично нахождению закона трения:

$$\Phi_{нест}^T = \left[ (2 - \delta_T / r - Z_{нест}^T) \cdot \delta_T / r \right]^{-1}; \quad Z_{нест}^T = \delta_T / (St \cdot u_\infty) \cdot \partial I_\infty / \partial t.$$

Закон неизоотермичности с использованием известных соотношений неизоотермичного течения жидкости в трубах:  $\Phi_T^T = (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0.25}$ .

Для экспресс-оценок температуры в ГУ можно применить квазиadiaбатическое соотношение с критерием Грюнайзена, вытекающее из (14), но более правильно энтальпия в полостях определяется из первого закона термодинамики для открытой системы:

$$dI_i/dt = \left[ f_{i-k} \alpha_{wi} (T_{wi} - T_i) + dQ_v/dt \right] / \rho V_i + 1/\rho_i dP_i/dt + \left[ \sum_{k=1}^{K=K} U_{i-k} f_{i-k} c_{pi} (T_{i-k} - T_i) + \sum_{k=1}^{K=K} k_{i-k}^{i-k} \xi_{i-k} |U_{i-k}^3| f_{i-k} / 2 \right] / V_i,$$

где  $f_{i-k}$ ,  $\xi_{i-k}$ ,  $U_{i-k}$ ,  $T_{i-k}$  - сечение, коэффициент местного сопротивления, скорость и температура в  $k$ -ой узости. В зависимости от направления  $U_{i-k}$   $0 < k_{i-k} < 1$ .

Отсутствие уравнения состояния для топлив, противоречивость мнений о степени неизотермичности и ее причинах определили необходимость прямых измерений нестационарной температуры топлива в условиях ТП. Использовались термометры сопротивления с проволочками  $\varnothing 6...22$  мкм. Для диаметров более 8 мкм использовалась динамическая коррекция. Темп подогрева от сжатия при  $P=20...60$  МПа в холодных трубопроводах составлял для ДТ в среднем 0,14 град/МПа, бензинов - около 0,19 град/МПа. Большие  $dT/dP$  наблюдались при наличии газовой фазы и в "теплых" трубопроводах.

Результаты расчетов температуры топлива совпадают с измеренными только при учете всех факторов неизотермичности. Так, адиабатическое сжатие ДТ при  $P=20...60$  МПа обеспечивает соответственно  $dT/dP=0,2...0,16$  град/МПа. Рис.10 иллюстрирует значение этих факторов для интенсивного впрыска в дизеле ЧН26/26 ( $P_{max}=146,5$  МПа). При адиабатной ТП кривая  $T$  качественно повторяет кривую  $P$ . Трение взято в полном объеме ( $k_{тр}=1$ ), что является его завышенной оценкой. Но даже в этом случае, для ТПА с очень большими скоростями (до 120 м/с) нагрев от трения мал. В действительности влияние трения пренебрежимо. Теплообмен со стенками является одним из решающих факторов. В условиях дизеля температуры топлива и стенок растут от ТНВД к форсунке. В этом случае конечная температура может быть

меньше начальной в результате подачи холодного топлива от ТНВД (рис.10).

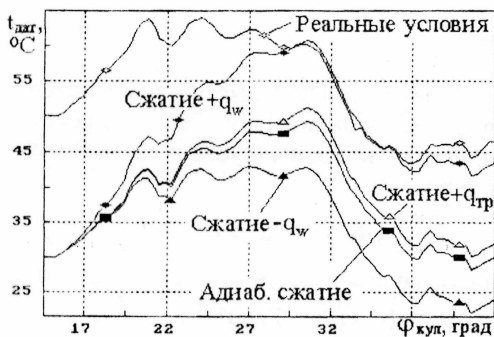


Рис.10. Расчетная  $T$  в трубопроводе при  $t_{г0}=t_w=30^\circ$ : адиабатное сжатие; с теплотой трения ( $+q_{тр}$ ); с теплообменом  $+q_w$  ( $t_w=65^\circ$ ) и  $-q_w$  ( $t_w=30^\circ$ ); в реальных условиях ( $t_{г0}^{ТНВД}=t_w^{ТНВД}=30^\circ$ ,  $t_{г0}^{форс}=70^\circ$ ,  $t_w^{форс}=120^\circ$ )

Для адекватного описания подачи в современной ТПА с давлениями до 200 МПа необходим учет тепловых эффектов. Для них разогрев топлива во время ТП может достигать 50...100°C, что соответствует снижению скорости звука на 50...200 м/с и  $P_{впр}$  на 8...25 МПа.

Эксперименты на дизеле 4Ч10,5/12 показали, что искусственный подогрев топлива на 0...230°C для ускорения смесеобразования не оправдан, в первую очередь из-за ухудшения характеристик ТП.

Для топлив не предложено приемлемое уравнение состояния. Их упругость оценивают коэффициентом сжимаемости  $\beta$ , опытные значения которого по различным источникам отличаются вдвое. После анализа методических погрешностей получения  $\beta$  был проведен цикл экспериментов с измерением скорости движения волн для бензинов, ДТ, УС. Проблема обнаружилась в том, что уточненные данные для  $\beta$  обеспечили адекватность уточненных моделей ТП, но ухудшили точность расчетов по традиционной модели. Поэтому получено два семейства зависимостей для  $\beta$ .

Наиболее физически адекватным, удобным для прямых и обратных пересчетов и последующих построений (например, формул 6, 15, 16), оказалось уравнение связи в виде:

$$(\rho/\rho_{01})^N = (B+P)/B. \quad (14)$$

В отличие от аналогичных уравнений Н.А.Мочаловой, Д.В.Казунина, В и  $\chi$  являются функциями Т и  $\rho$ , но не Р. При  $P=0 \dots 200$  МПа, соответственно для уточненных и традиционных моделей для ДТ:

$$B = 10^6 [222 - 1,26(t - 20) + 0,62(\rho_{20} - 825)]; \quad N = 7,49 + 0,0086(t - 20);$$

$$B = 10^6 [104 - 0,85(t - 20) + 0,44(\rho_{20} - 825)]; \quad N = 10,5 + 0,014(t - 20).$$

Для уточненных моделей уравнениям (14) альтернативы нет, в традиционной методике они применимы для вычисления:  $\beta = [N(P+B)]^{-1}$ .

Для определения  $\rho$  и  $\alpha$  двухфазных смесей с исходным газосодержанием  $\varepsilon_{г0}$  с использованием (14) и газового закона в рамках дисперсионной модели среды построены соотношения:

$$\rho_{см} = \rho_{см0} \left[ (1 - \varepsilon_{г0}) F_1 + \varepsilon_{г0} (P_0/P)^{1/n_r} \right]; \quad F_1 = [B/(B+P)]^{1/N}; \quad (15)$$

$$\alpha_{см} = \frac{(1 - \varepsilon_{г0}) F_1 + \varepsilon_{г0} (P_0/P)^{1/n_r}}{\sqrt{\rho_{см0} \left[ (1 - \varepsilon_{г0}) F_2 + \frac{\varepsilon_{г0}}{P_0 n_r} (P_0/P)^{\frac{n_r+1}{n_r}} \right]}}; \quad F_2 = \frac{1}{N B} \left( \frac{B}{B+P} \right)^{\frac{N+1}{N}} \quad (16)$$

Вид (15), (16) более удобен и логичен, чем ряд аналогичных соотношений, предложенных для гидроприводов и ТПА, но, по существу, обладают теми же свойствами, т.е., вообще говоря, неадекватны реальному процессу. Они не учитывают межфазового тепло-массообмена и не соответствуют экс-

периментальным данным. Этого недостатка лишена простая модель пузырька, базирующаяся на уравнениях Релея, потока массы, состояния, первого закона термодинамики для открытой системы и закона теплопередачи  $Nu=2$ :

$$P_{\text{пуз}} - P - \frac{2\sigma_r}{R} = \rho_{\text{см}0} \left[ R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR}{dt} \right)^2 \right]; \quad \frac{dm}{dt} = -k_{\text{фн}} 4\pi R^2;$$

$$P_{\text{пуз}} = \frac{3mR_{\mu}T}{4\pi\mu R^3}; \quad \frac{dT}{dt} = -\frac{T}{m} \frac{dm}{dt} + \frac{4\pi R^2}{mc_p} \left[ \frac{R}{3} \frac{dP}{dt} - \frac{\lambda_r(T-T_r)}{R} \right]. \quad (17)$$

Итогом расчета является действительное газосодержание  $\epsilon_r$  и  $\rho$ ,  $\alpha$ :

$$\epsilon_r = V_r/V_{\Sigma} = \epsilon_{r0} \left( R/R_0 \right)^3.$$

Константа конденсации-растворения  $k_{\text{фн}}$  определялась экспериментально по стабилизации  $\alpha$  и микрофотографиям пузырьков с порогом регистрации 0,1 мкм. Модель (17) удобна для анализа, но малоприспособлена для маршевого счета. Коллапс пузырька зависит от  $P$ ,  $T$ ,  $R_0$ ,  $t$ , особенностей топлива. Модель позволяет сделать практически важный вывод: ввиду тесной связи  $P(t)$  в первом приближении возможно установление связи  $R$  с  $P$ , т.е.  $V_{\text{пуз}}$  с  $P$ . Связь по типу политропного процесса учитывает особенности межфазового тепло-массообмена при ТП и может быть применена к (15), (16). Идентификацией выражений по экспериментам со стабилизацией  $\alpha$  получаем  $n_r=0,25$ , микрофотографированию-  $n_r=0,33$  (рис.11). В таком случае выражения (15), (16) уже адекватны реальному процессу. Они описывают свойства смесей при любом  $\epsilon_{r0}$ , в том числе при  $\epsilon_{r0}=0$  или  $\epsilon_{r0}=1$ , имеют ясный физический смысл, применимы для маршевого счета.

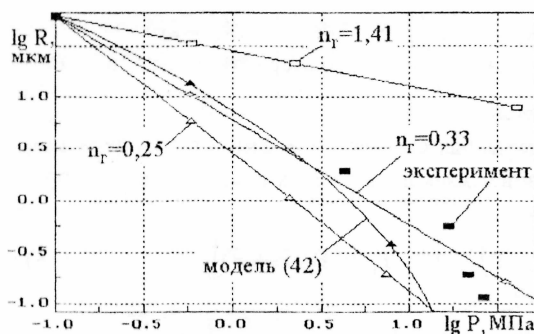


Рис.11. Коллапс пузырька  $d_0=62$  мкм в процессе ТП

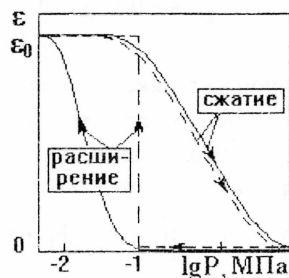


Рис.12. Гистерезис двухфазного состояния и его схематизация

Для двухфазного топлива характерен гистерезис состояния. Так, пузырьки образуются при  $P < 0,1$  МПа, а ликвидируются по данным Л.Н.Голубкова при  $P > 8$  МПа, по нашим микрофотографиям при  $P > 10$  МПа. Предлагаем описывать гистерезис с помощью (15), (16) со схематизацией ре-

ального процесса (пунктирная линия на рис.12): при снижении  $P$  вплоть до 0,1 МПа в политропном законе для газов  $P=P_{\max}$  (или  $\varepsilon_0=0$ ), при снижении  $P<0,1$  МПа и при его росте расчет ведется по реальному  $P$ ,  $\varepsilon_0 \neq 0$ .

В шестом разделе приведены результаты исследований усовершенствованных и нетрадиционных топливных систем.

При повышении частоты вращения вала оптимальный УОВ увеличивается, а действительный в традиционной ТПА уменьшается. Простейший способ корректирования  $УОВ=f(n)$  состоит в повышении давления начала впрыска. Более эффективна ТПА с жиклером в клапане двойного действия, что обеспечивает возрастание  $P_{нач}=f(n)$ . Метод прост, но неуниверсален. Введение в ЛВД подпружиненного плунжерного демфера, связанного с ней через жиклер, корректирует  $УОВ=f(n)$  (рис.13). Метод универсален и эффективен. Гидродоупругие иглы через жиклер, гидрозатворный трубопровод от отсечной полости ТНВД более интенсивно на малых частотах, поэтому впрыск на них начинается позже (рис.14). Выточка у торца плунжера, образующая со втулкой увеличенный зазор (~15 мкм), при взаимодействии с окном регулирует  $УОВ=f(n)$ . Метод прост, но способен лишь стабилизировать УОВ. Регулирование УОВ возможно профилированием обеих кромок плунжера путем установления связей  $h_{пл}^{акт}=f(n)$  и  $g_{ц}=f(n)$ . Метод прост, но неуниверсален и ограничен, его возможности могут быть расширены скоростным корректором.

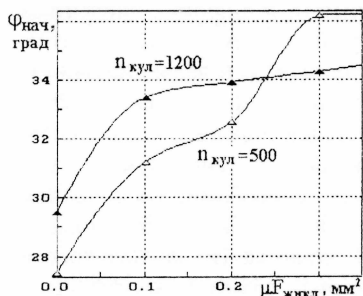


Рис.13. Начало подачи дизеля 4ЧН11/12,5 в функции сечения жиклера поршневого демфера

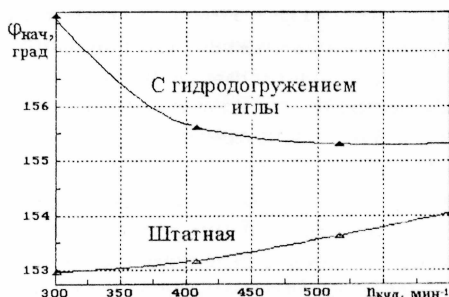


Рис.14. Начало подачи дизеля 4ЧН14,5/20,5 при гидродоупругим иглы отсечной волной

Для снижения эмиссии  $NO_x$  и шумности работы необходимо ограничение подачи за время задержки воспламенения. В традиционной ТПА получить пологий передний фронт без снижения интенсивности впрыска удается в насос-форсунках. В раздельной ТПА выглаживание переднего фронта достигается увеличением объемов и податливости ЛВД, 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.15). Жиклер в ЛВД или заужение трубопровода обеспечивают пологий передний фронт и стабилизируют  $P_{впр}$  по режимам работы (рис.16). Плунжерный демпфер с жиклером эффективно формирует передний фронт характеристики, результаты схожи с предыдущим случаем (рис.16).

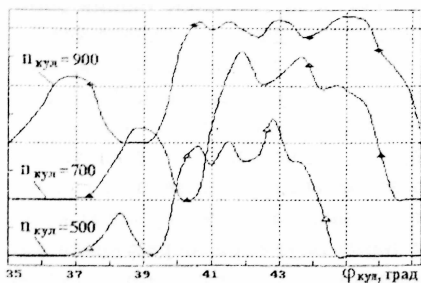


Рис.15. Двухфазный впрыск волновым методом при различных  $p_{кул}$

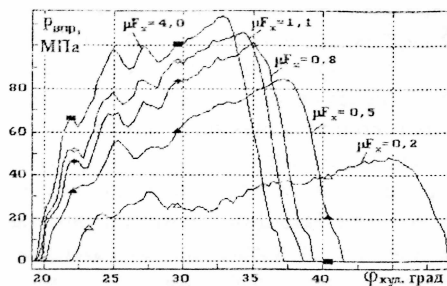


Рис.16. Влияние  $\mu F_{ж}$  жиклера в нагнетательном клапане

ТПА с форсунками с замкнутым надыгольным объемом (ЗНО) исследовались в работах С.Г.Роганова, Л.Я.Шкрета и др. 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. В одних системах  $P_{нач}$  и давление над иглой  $P_i$  быстро растут и наступает гидрозаклинивание иглы. В других, обычно с низким или регулируемым  $P_{нач}$ , нет интенсификации впрыска, что обусловлено  $P_i \rightarrow P_{атм}$ . Стоит задача обеспечить надежную и интенсивную подачу. Проанализированы решения первой задачи семью способами: увеличением ЗНО (для пуска), внешним регулированием  $P_{нач}$  (сложно), жиклером слива из ЗНО ( $d_{ж} \ll 0,1 \text{ мм}$ ), снижением давления начала впрыска (ниже некоторого критического), клапаном между ЗНО и подыгольным объемом (неэффективно), реверсивным, т.е. обратным нагнетательному клапаном ТНВД, предельным клапаном ЗНО. Радикальные и технологически устойчивые - два последних решения. Методы интенсификации впрыска противоположны перечисленным и дополнительные: увеличение зазора в распылителе, предотвращение самоуплотнения верхнего торца иглы на ее упоре, уменьшение разгрузки ЛВД. ТПА с ЗНО на дизелях 2410,5/12 и 4ЧН11/12,7 по результатам, полученным А.Г.Коротневым, обеспечила снижение расхода топлива до 1,5...6%, выбросов CO до 2 раз,  $NO_x$  на 0..10%, дымности до 3 раз.

Наиболее естественное решение - установка предельного клапана слива из ЗНО - оказалось не исследованным. Такую ТПА, лишенную разгрузки ЛВД, для краткости назвали ТПА с аккумулятированием утечек (АУ). Ее мы считаем в этом классе ТПА самой эффективной и перспективной. Она отли-

чается резкой интенсификацией впрыска, обусловленной не столько увеличением  $P_{и}$ , сколько  $P_{нач}$ . По результатам испытаний ТПА с ТНВД УТН-5, НД-21, VE Bosch, В-46 в интервале  $P_{и}=0...40$  МПа получена аппроксимация:  $P_{нач}=(11...13,5) + 0,93 P_{и}$ . Интенсификация подачи обусловлена снижением роли сжимаемости топлива, т.е. особенно при больших объемах ЛВД, на частичных режимах. Стабилизация  $P_{впр}$  в поле рабочих частот  $n=1000...2200$  мин<sup>-1</sup> и подач  $g_{и}=20...70$  мг иллюстрируется табл.3.

Таблица 3

| ТПА с НД-21 для дизеля Ч10,5/12 | $P_{впр}^{макс}$ , МПа | $P_{впр}^{средн}$ , МПа |
|---------------------------------|------------------------|-------------------------|
| Штатная                         | 15,6...41,5            | 8,4...25,1              |
| 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             |

Система позволяет управлять  $P_{впр}$  (рис.17), в том числе оперативно, например при доводке рабочего процесса или для оптимального управления 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  $d_{пл}$ ,  $h_{пл}$ ,  $P_{Ф0}$  и др. (рис.18).

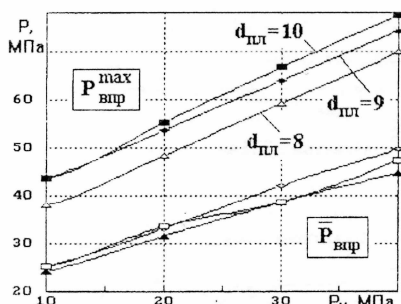


Рис.17. Влияние давления над иглой с УТНМ для дизеля Ч10,5/12

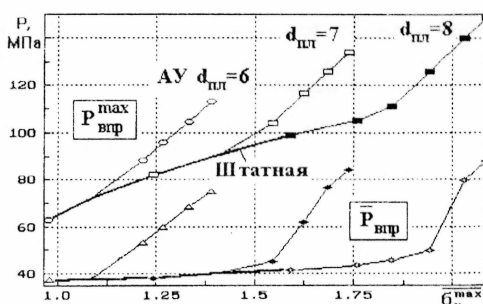


Рис.18. Штатная ТПА и АУ при  $d_{пл}=6...8$  мм в ТНВД Компакт-24

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 СО в 1,86 и 1,62 раза,  $NO_x$  1,32 и 1,67 раза дымности 1,86 и 3 раза.

Аккумуляторные системы с электронным управлением типа Common-Rail стали реальной альтернативой традиционной ТПА. Их прототипами были отечественные разработки, в первую очередь, КФ ВЗПИ под руководством проф. Ф.И.Пинского. Одна из трудностей их создания - отсутствие подходящих ТНВД. Для радиально-плунжерных насосов предложено более работоспособный привод плунжеров с использованием цилиндрических толкателей и поворотнo-прецессирующей обоймы игольчатого подшипника. Конкурентоспособность традиционных ТНВД обеспечивается верхней регулирующей кромкой плунжера, заменой кулачкового привода на эксцентриковый. Это по-

зволило снизить  $\sigma_k$  в 2,2 раза, момент на валу в 4,5 раза. Качество ТП улучшается оптимизацией мультипликатора запираания иглы, пьезопривода исполнительных элементов, управлением гидродинамического процесса при ТП. Так, возможен П-образный впрыск с минимумом потерь топлива на управление и  $R_{впр} \rightarrow R_{акк}$ . Напротив, активное использование волнового процесса обеспечивает пологий передний фронт и  $R_{впр} > R_{акк}$ . При двухфазной подаче возможно почти двукратное превышение  $R_{впр}$  относительно  $R_{акк}$ .

Для впрыска бензина в цилиндр с электроуправлением разработаны системы и их математические модели с силовым пьезоприводом, с электродинамическим двигателем, гидроударная ТПА. Они отличаются относительной простотой, но их конкурентоспособность пока трудно оценить.

Возрождение интереса к насос-форсункам обусловлено, в первую очередь, интенсификацией впрыска. Оригинальная ТПА с гидроимпульсным запираанием иглы (рис.19) проста, обеспечивает интенсификацию впрыска путем предварительного сжатия топлива в широком поле частот и нагрузок. Обеспечивается управление  $UOB=f(n)$  до  $30^\circ$ , наклоном фронтов и амплитуды характеристики ТП. На АОЗТ "Коломенский завод" подготовлены чертежи ТПА дизеля ЧН30/38. Идентифицированная модель цикла прогнозирует снижение  $g_c$  на номинале на 9 г/кВт·ч, дымности с 10,4 до 1,13 Hartrige.

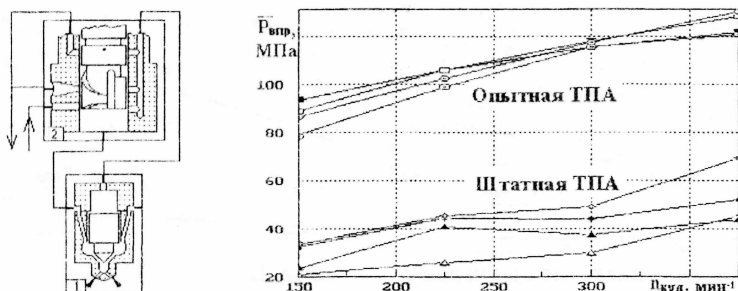
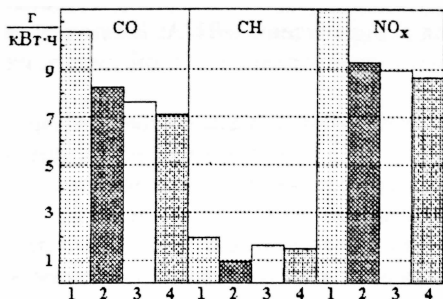


Рис.19. Схема насос-форсунки и среднее  $P_{впр}$  при  $g_c=1; 1,7; 2,3; 3г$

Подача газов в ЛВД может оказывать влияние на физико-химические процессы в цилиндре. В развитие работ проф. Н.Н.Патрахальцева, на дизеле 8Ч11/11,5 отрабатывалась подача газов через клапан подпитки в ЛВД у форсунки. С повышением газосодержания  $\epsilon_{г0}$  и отношения  $R_{цил}/R_{впр}$  массовый расход (6) двухфазной смеси из сопел падает, а скорость истечения растет. Штатная ТПА по этой схеме оказалась неработоспособной. Моделирование ТП с помощью РР и уравнений двухфазного состояния позволило доработать ТПА с обеспечением исходной подачи ДТ и регулирования подачи газа от 0 до 200% от подачи ДТ (при н.у.). Для еще большей подачи газа требовалось давление газа выше 1 МПа и более производительный ТНВД.

Увеличение УОВ на  $4^0$  обеспечило снижение  $g_e$  на  $4...8$  г/кВт·ч по всей нагрузочной характеристике  $n=1680$  мин<sup>-1</sup>, улучшение экологических показателей при испытании по 13-ступенчатому циклу (рис.20).



Затягивание впрыска сократило выбросы NO<sub>x</sub>, а измельчение капель - выбросы CH, CO и дымность. Подтверждено преимущественное влияние на сгорание физических факторов перед химическими.

Рис.20. Удельные выбросы:  
1-штат-ная ТПА; 2-подача воздуха;  
3-синтез-газа; 4-водорода

В седьмом разделе приведены результаты исследования поведения УС, испытаний ТПА и дизеля, работающих на УС.

Крупнейшая задача создания дизелей на альтернативных топливах - разработка угольных технологий. Это обусловлено тем, что мировые геологические запасы углей в 14 раз превышают запасы нефти и газа, вместе взятых. Рост себестоимости нефтедобычи объективен. При существовавших до 1996 г. темпах роста цены на нефть экономическая целесообразность внедрения дизелей на УС ожидалась в уже в 1998-2002 гг. Важнейшей проблемой, не позволявшей ранее создать дизель на угле, была неработоспособность ТПА и ее регулирования. Проблемами создания дизеля на перспективном угольном топливе - УС - являются ресурс ТПА и ЦПГ, эффективность сжигания и очистка ОГ. Обеспечение эффективности рабочего процесса и ТП потребовало детального исследования реологических свойств и распыливания УС.

Необходимо обеспечивать минимальную вязкость УС при наибольшем наполнении углем и уметь ее рассчитывать. Нормальная вязкость (при нулевой скорости деформации) необходима для вычисления кажущейся. Достоверно рассчитать их для концентрированных УС не позволяет ни одна из известных формул. Полезный вывод получен лишь из формулы мультипликативности Фарриса, согласно которой мелкие частицы являются дисперсионной средой для более крупных. Сравнение следующего из формул Фарриса оптимального распределения пыли по размеру частиц с полученным микрофотографированием трех видов пыли приводит к выводу о их несовпадении, но возможности управления помолом угля для снижения вязкости УС.

Обобщение данных по нормальной вязкости оказалось возможным только в координатах:  $\bar{\eta} = \eta_{\text{суп}} / \eta_{\text{жидк}}$  от  $\bar{C}_V = C_V / C_V^{\text{max}}$ . Для практически важного диапазона объемных наполнений  $\bar{C}_V > 0,125$  получено:

$$\bar{\eta} = 1,23 + [32,1 \cdot (\bar{C}_V - 0,125)^{2,3} / (1,125 - \bar{C}_V)]^2 \quad (18)$$

Предложен метод прогнозирования параметра максимального наполнения  $C_v^{\max}$  в зависимости от природы угля. Для этого установлена корреляция между  $C_v^{\max}$  и справочной характеристикой - гигроскопичностью угля. Кроме того, установлены зависимости вязкости от водородного числа, количества промывок водой, времени хранения угля и циркуляции в ТПА. Выявленные закономерности позволяют организовывать использование УС, оценивать их свойства и управлять ими.

Неньютоновские свойства УС обуславливают ее разжижение при прокачке и стабильность при хранении, причем тем в большей мере, чем концентрированнее УС. В то же время при ТП и распыливании возникают проблемы, например, преобладание агломерации капель над вторичным распадом, закупорка каналов и др. Представление известных результатов в форме реологического закона  $\tau=f(\dot{\gamma})$  образует "звездное небо" экспериментальных точек с соблюдением закономерности только для данной суспензии. Практически отсутствуют данные по концентрированным УС в условиях высоких скоростей сдвига. Результаты статических проликов через трубопроводы обобщались с учетом асимптотической связи кажущейся вязкости с нормальной:

$$\eta_{\text{каж}} = 15,5\eta_{\text{жидк}} \bar{\eta} \dot{\gamma}^{-0,04-0,8\bar{C}_v}; \quad \lambda = \frac{115,5\eta_{\text{жидк}}}{\rho U^2} \bar{\eta} \left( \frac{8U}{d_{\text{тр}}} \right)^{0,96-0,8\bar{C}_v} \quad (19)$$

Здесь  $\bar{\eta}$  определяется по уравнению (18). Зависимость (19) подчеркивает необходимость учета выраженных неньютоновских свойств УС. Аналогичных соотношений для расчета кажущейся вязкости концентрированных УС для высоких скоростей сдвига ( $\dot{\gamma} > 10^3 \text{ с}^{-1}$ ) в настоящее время не имеется.

Затянутое сгорание, более грубое распыливание УС и недостаточность сведений о нем потребовали исследовать мелкость распыливания более детально. Использовались два независимых метода: закопченной пластинки и лазерно-дифракционный (малоуглового рассеяния). Ограничиваясь определением среднего диаметра капли  $d_{32}$ , согласно решениям К.С.Шифрина, измерялись лишь интегральные световые потоки  $\Phi$ :

$$\alpha_{32} = 3/8\lambda \left[ \int_0^\infty I(\beta) \cdot d\beta \right] / \left[ \int_0^\infty I(\beta) \cdot \beta \cdot d\beta \right] = \text{const} \cdot \Phi_{\text{щели}} / \Phi_{\text{сект}} \quad (20)$$

Использование (20) упрощает аппаратную реализацию, лишено ошибок расчета индикатрис. Константа в (20) определялась тарировкой по эталонным частицам. При использовании лазера с  $\lambda=0,63 \text{ мкм}$  диапазон измерений  $\alpha=2...150 \text{ мкм}$ . Экспериментальная установка содержала оптическую систему с формированием и светоделением, мерный участок  $10 \times 10 \text{ мм}$ , многоканальные регистраторы с фотоумножителями, усилителями, цифровыми осциллографами и ПЭВМ с программным обеспечением для обработки. Опыты в интервале  $U_c=85...215 \text{ м/с}$ ,  $d_c=0,25...0,5 \text{ мм}$ ,  $v_{\text{норм}}=(26...800) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , расстояний от сопла  $x_c=50...150 \text{ мм}$  обобщены соотношением:

$$\alpha_{32} = 495 \cdot U_c^{-1,2} \cdot d_c^{0,152} \cdot (\rho_b / \rho_r)^{0,286} \cdot v_r^{0,44} \cdot x_c^{1,521}.$$

Закономерности распыливания УС количественно и качественно не соответствуют известным для углеводородных топлив, в частности, существенна неоднородность капель по длине факела, для смесеобразования требуются повышенные давления впрыска, а концентрированность УС быстро ухудшает их ее способность к распыливанию.

Традиционная ТПА при переводе на УС непригодна по параметрам ТП и работоспособности. За основу была взята ТПА по схеме Н.Н.Патрахальцева с автоматическим клапаном подпитки 5 ЛВД между впрысками (рис.21). Ее доработка проводилась оптимизацией по семи параметрам с помощью ПК "Впрыск" для максимальной подачи через клапан подпитки, интенсификации впрыска, а также поиска надежных схем ТПА. Первая цель достигнута применением непроточного нагнетательного клапана, превратившим ТНВД в генератор импульсов, работающий в ДТ. Четырехкратное увеличение  $R_{впр}$  и двукратное подачи достигнуты заменой плунжеров от 6,5 до 12 мм, изменением кулачка, заужением сопел и гидрозапиранием иглы форсунки. Зависания иглы прекратились после образования путем сошлифовки в ее нижней части зазора 50 мкм, промываемого сверху ДТ (рис.22). Над иглой поддерживалось давление, выше остаточного путем дозарядки отсечной волной ТНВД по схеме Е.Г.Пономарева-Л.Н. Басистого (рис.21).

Ресурс сопел обеспечивался износостойкими вставками из рубина и поликристаллического алмаза АСБ (рис.22). Статическая проливка сопел абразивной суспензией показала перспективность материалов с микротвердостью от рубина до кубического нитрида бора.

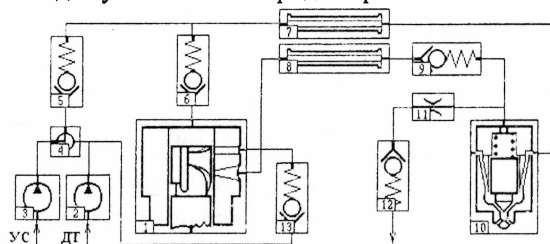


Рис.21. ТПА для подачи УС

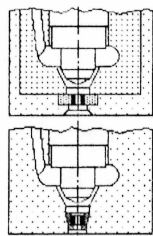
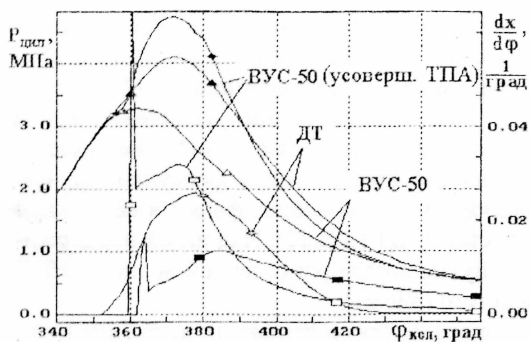


Рис.22. Износостойкие сопла

Для работ по созданию малоразмерного дизеля на УС был выбран вихрекамерный дизель 1Ч8,5/11. Теоретический анализ и предварительные опыты обусловили необходимость его доработки: ТПА описанного типа с интенсивным впрыском; пуск на ДТ; широкое регулировка УОВ; подогрев УС; подогреватель воздуха до 150°C; теплоизолированные поршень, головка и втулка; свеча накалывания длительного использования; оптимизация природы, размера частиц, наполнения УС. При использовании УС повышаются потери трения в дизеле, ухудшается воспламенение, увеличивается жесткость сгорания и его продолжительность, наблюдаются пропуски вспышек, увеличивает

ся теплоотдача в воду, проблематична работа на холостом ходу. Последний обеспечивался подогревом воздуха и свечой накалывания. Первоначальное снижение мощности составляло 36%, экономичности - 40%. После оптимизации процесса и использования перечисленных мер, в том числе буроугольной пыли размером менее 8 мкм, удалось нормализовать смесеобразование и сгорание при устойчивой и надежной работе ТПА и дизеля (рис.23). При этом по сравнению с ДТ снижение эффективного КПД составило только 13,5%, а индикаторного КПД - 3%. Это соответствует снижению показателей дизелей



синтетических топливах из углей. Таким образом, доказана возможность эффективной работы на УС малоразмерного дизеля.

Рис.23. Индикаторная диаграмма и закон тепловыделения дизеля на ДТ; при переводе на ВУС-50; на ВУС-50 с усовершенствованной ТПА после оптимизации процесса

Из результатов экспериментов получены соотношения для анализа процессов. Время задержки воспламенения (см. таблицу 4):

Таблица 4

| Константы в формуле<br>$\tau_i = A p^{-n} \exp(B/T)$ | ДТ   | ТУС-50<br>(камен.) | ВУС-50<br>(буроуг.) | ВУС-50<br>(камен.) |
|------------------------------------------------------|------|--------------------|---------------------|--------------------|
| $A \cdot 10^6, c$                                    | 39   | 46                 | 63                  | 77                 |
| $B=E/R$                                              | 4300 | 4300               | 4800                | 5000               |

Константы А и В ближе к сжиженным газам, чем к чистому углероду. Это подтверждает определяющее значение летучих и поэтому лучшим топливом для УС является бурый уголь. Оценка скорости горения частиц в хорошо организованном рабочем процессе дизеля на водоугольных суспензиях:

$$\tau_{гор} = A_{топл} \cdot A_{кс} \cdot \rho_{ч} \cdot d_{ч}^2 \cdot C_m^{-0.5} \cdot T_{max}^{-0.67}$$

где  $A_{топл}=37,3 \cdot 10^6$  для бурого угля;  $A_{топл}=60 \cdot 10^6$  для каменного угля,  $A_{кс}=1$  для вихревой КС,  $A_{кс}=1,3$  для открытой КС.

В число рекомендаций по созданию дизеля на УС, не реализованных в экспериментальном дизеле, входят повышение степени сжатия не менее 22, высокий наддув без промежуточного охлаждения, оптимальное фракционирование пыли, дополнительные возможности управление вязкостью УС.

## ВЫВОДЫ

1. ТП оказывает решающее влияние на показатели ДВС с впрыском топлива в цилиндр. Многократное повышение давления впрыска и другие актуальные требования к ТПА потребовали проведения оригинальных экспериментальных исследований и создания адекватных математических моделей ТП с учетом таких факторов, как неизотермичность, двухфазность, гидродинамическое трение, реологические, упругие и другие свойства топлив, на которые не обращалось достаточного внимания. Описанные экспериментальные, теоретические и расчетные методики и разработанные с их помощью образцы ТПА показали преимущества перед известными и могут рекомендоваться для использования.

2. Для расчета течения в трубопроводе с позиции достоверности и быстрой реакции оправдан метод РР в звуковом приближении с явной разностной схемой. Метод незаменим для описания подачи с двухфазным, неизотермичным течением, при давлениях выше 80...120 МПа. Адекватность распространенного метода на основе решения Д'Аламбера повышается при учете образования газовой фазы. Известная концепция "следов волн" ошибочна.

3. Для интенсивного впрыска и двухфазного состояния топлива в уравнениях ГУ предпочтительны уравнения расхода для дросселирования сжимаемого топлива и предложенные уравнения массового баланса. Устойчивость интегрирования ГУ обеспечивается неявным одношаговым методом с весовыми коэффициентами 0,25...0,3 или искусственным введением дросселя.

4. Для описания интенсивного впрыска необходим сопряженный расчет гидромеханической системы с учетом крутильных колебаний. Влияние колебаний коленчатого вала на топливоподачу может иметь место, но недопустимо. Интенсификация впрыска достижима ужесточением привода или увеличением маховых масс, однако, требуется их тщательное согласование. Люфты или слабый натяг ведомой ветви способствуют разрушению привода.

5. Универсализация базовых уравнений, графическая генерация и программы распознавания могут быть основой ПК для проектирования, оптимизации и создания диагностических моделей ТПА произвольных схем и конструкций, быть универсальным инструментом исследователя и конструктора.

6. Теплообмен и трение в каналах ТПА описываются универсальной моделью ПС на основе метода С.С.Кутателадзе -А.И. Леонтьева. Полученные законы нестационарности для ламинарного ПС имеют простое аналитическое выражение. Характерным параметром развития нестационарного ПС может служить "длина участка трения".

7. Значение внешней турбулентности для течения в трубопроводе заключается в инициировании неустойчивости. Условия нестационарного течения и гидродинамического трения в ЛВД имеют иной характер, чем в изученных нестационарных потоках. Полученные соотношения для перехода и коэффициентов нестационарного сопротивления пригодны для маршевого счета

и повышают достоверности математических моделей ТП. Неадекватно применение к ЛВД соотношений для сопротивления в трубах.

8. Для интенсивного впрыска и подачи двухфазных топлив необходимо рассмотрение тепловой задачи. Важнейшими факторами неизотермичности являются теплообмен со стенками и разогрев от сжатия. Трение не оказывает заметного влияния на подогрев топлива.

9. Определяющим фактором ликвидации газовой фазы является давление, она исчезает при  $P > 10 \dots 12$  МПа; при ТП выявляется гистерезис двухфазного состояния топлива. Он может быть описан с учетом межфазового тепло-массообмена на базе простых соотношений.

10. Усовершенствованные разделенные и неразделенные системы с механическим приводом могут обеспечивать регулирование УОВ, управление характеристикой впрыска, резкую интенсификацию впрыска при минимальных перегрузках ТНВД, допускать подачу газотопливных смесей через ЛВД и улучшать экологические и экономические показатели дизелей. Аккумуляторные системы с электронным управлением позволяют формировать характеристику впрыска, в том числе с  $P_{впр} > P_{акк}$ , возможно создание упрощенных альтернативных электроуправляемых систем.

12. Проблема создания дизеля и систем ТП УС имеет стратегический интерес. Доказана возможность создания малоразмерного быстроходного дизеля, работающего на УС. Реализация части разработанных способы осуществления процессов позволила обеспечить работоспособность ТПА и дизеля, довести его индикаторные параметры до обеспечиваемых на ДТ.

13. Нормальная и кажущаяся вязкость УС зависят от природы углей, эксплуатационных и режимных факторов. Полученные результаты и соотношения позволяют управлять ими и их прогнозировать. Закономерности распыливания УС резко отличны от таковых для традиционных топлив.

**Основное содержание диссертации** отражено в 41 публикации, в том числе следующих:

1. Грехов Л.В. Электронный генератор пуга световых импульсов для газодинамических исследований // Машины, приборы, стенды: Каталог МВТУ, 1980. - Вып. 7. - С. 48-49.

2. Круглов М.Г., Ивин В.И., Грехов Л.В. Применение метода стробоскопической визуализации для изучения кинематики газовых потоков в полостях ДВС // Двигателестроение. - 1983. - №9. - С. 58-61.

3. 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.

4. Грехов Л.В., Левченко Е.В. Диалоговая обучающая программа по курсу "Топливоподающая аппаратура ДВС" // Двигателестроение. - 1989. - №2. - С. 42-44.

5. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов / В.П.Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В.Грехов и др.: Под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г.Круглова. - 4-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1990. - 288 с.

6. 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.

7. Грехов Л.В. Улучшение показателей топливной аппаратуры дизелей с аккумулярованием утечек в надыгольном объеме форсунок // Рабочие процессы дизелей: Учебное пособие. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ.- 1995. - С. 47-56.

8. Автоматизированный комплекс для исследования и диагностирования топливных систем дизельных двигателей / Л.В.Грехов, В.А.Светлов, А.В.Сячинов и др. // Рабочие процессы дизелей: Учебное пособие. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ.- 1995. - С. 154-160.

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

10. Исследование возможности улучшения получения повышенных давлений впрыскивания топливopодающей 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.

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

12. 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.

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

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

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

16. 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.

28. Пат. 2062348 РФ, МКИ<sup>3</sup> F02M49/02. Насос-форсунка для форсированной подачи топлива в дизель / Л.В.Грехов, Л.Н.Басистый, Е.Г.Пономарев // Изобретения. - 1996. - N 17. - С. 142.