

На правах рукописи

Крохотин Юрий Михайлович

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ
ПУТЁМ
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ИХ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

05.04.02 – Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва – 2007

Работа выполнена в Воронежской государственной лесотехнической академии

Научный руководитель

доктор технических наук,
профессор Коссов Е. Е.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
профессор Грехов Л. В.

кандидат технических наук,
с.н.с. Фофанов Г. А.

Ведущая организация

ОАО ЯЗДА

Защита состоится "31" мая 2007 г. в 14 часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 при Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947

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

Автореферат разослан

"22" апреля 2007 г.

Ваши отзывы на автореферат в 2-х экземплярах с подписями, заверенными гербовой печатью, просим высылать по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, МГТУ им. Н. Э. Баумана, учёному секретарю Совета Д 212.141.09.

Учёный секретарь
диссертационного Совета



Гумашев Р. З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Наземный транспорт является одним из основных потребителей дизельного топлива, затраты на которое составляют 35...40 % всех эксплуатационных расходов. Очевидно, что с ростом цен на энергоносители и резким уменьшением в недалёком будущем ископаемых источников энергии эти затраты будут возрастать.

Основными путями снижения расхода дизельного топлива являются: переход на газодизельный цикл при обеспечении минимально устойчивой запальной дозы дизельного топлива; увеличение давления впрыскивания и улучшение качества распыливания топлива на режиме холостого хода; переход на микропроцессорное управление процессом топливоподачи и работой двигателя в целом.

Научная проблема состоит в обеспечении управляемого процесса сгорания за счёт двойного, ступенчатого или многократного впрыскивания топлива. Указанная проблема может быть решена с помощью аккумуляторной системы топливоподачи и форсунок с электрогидравлическим управлением.

Цель работы. Улучшение экономичности тепловозных дизелей путём разработки аккумуляторной системы топливоподачи с быстродействующими электрогидравлическими форсунками и обоснования её основных конструктивно-технологических параметров.

Объект исследований. Объектом исследования является топливная система, предназначенная для дизелей 10ДН20,7/2х25,4, 10Д20,7/2х25,4 и 6ЧН21/21.

Предмет исследований. Закономерности изменения давления в управляющей и подыгольной камерах, сопловом канале распылителя, а также характер движения клапанов устройства управления и иглы форсунки.

Методы исследований. Теоретические исследования базировались на дифференциальном и интегральном исчислении, законах гидравлики и механики, математическом моделировании. Стендовые испытания проводились на основе теории планирования многофакторного эксперимента.

Научная новизна исследований. Разработана методика определения критических размеров деталей устройства управления и форсунки. Получены аналитические выражения для уменьшения времени запаздывания опускания иглы, уменьшения нестабильности процесса впрыскивания от цикла к циклу и неравномерности подачи топлива в отдельные цилиндры. Создана математическая модель топливной системы, сделаны уточнения в общепринятой методике расчета процесса топливоподачи. Установлена степень влияния на процесс топливоподачи диаметра компенсирующего поршня, подвижных масс деталей, усилий пружин и электромагнита, проходных сечений впускного и сливного клапанов, площадей посадки ограничителя хода иглы и подвижного упора, величины хода иглы до подвижного упора, усилия пружины форсунки и давления в аккумуляторе.

Теоретическая значимость. Полученные в диссертации аналитические зависимости и математическая модель топливной системы являются необходи-

мой теоретической основой для анализа и совершенствования подобных топливных систем.

Практическая ценность. Созданные в процессе исследования методики определения соотношений между размерами деталей топливной системы, выявленные законы изменения давлений и движения подвижных масс позволяют разработать рекомендации для создания принципиально новых топливных систем с электронным управлением. Реализация разработанных рекомендаций позволит уменьшить расход дизельного топлива, увеличить моторесурс дизелей за счет снижения жесткости рабочего процесса, исключить дымление и снизить токсичность отработавших газов.

Положения и результаты исследований, выносимые на защиту:

- обоснование критических размеров электрогидравлической форсунки и двухклапанного электромагнитного устройства управления давлением в гидрозапирающей камере, хода иглы до подвижного упора и оптимального усилия пружины форсунки; теоретический анализ конструктивных возможностей уменьшения запаздывания посадки иглы;

- математическая модель процесса впрыскивания; результаты расчетов на математической модели и их анализ;

- результаты исследования характеристик топливоподачи на безмоторном стенде; результаты оптимизации процесса впрыскивания на режиме холостого хода путём проведения полного факторного эксперимента типа 2^3 ;

- результаты испытаний топливной системы на дизеле.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы докладывались на 42-й научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ (Москва, 24 января – 1 февраля 1984 г.), Всесоюзной научной конференции Проблемы совершенствования рабочих процессов в ДВС (Москва, 4 – 6 февраля 1986 г.), Краевой научно-технической конференции Вклад молодых специалистов в развитие химической и лесной промышленности (Красноярск, 20...23 октября 1986 г.), научно-технической конференции Повышение топливной экономичности автомобилей и тракторов (Челябинск, 30 ноября – 1 декабря 1987 г.), 5-й Международной автомобильной конференции Двигатели для российских автомобилей (Москва, 29 августа 2003), 6-й Международной автомобильной конференции Двигатели для российских автомобилей (Москва, 26 августа 2004).

Публикации. Основные материалы диссертации опубликованы в девяти статьях. Результаты исследований отражены в девяти научно-технических отчетах по НИР и ОКР. На технические решения, охватывающие различные вопросы проблемы, получены шесть авторских свидетельств на изобретения кл. F 02 M 51/00 № 1355745, 1377439, 1746037 и др..

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов и рекомендаций, списка литературы и приложений. Общий объем работы 170 страниц, из них 155 страниц машинописного текста, 47 рисунков и 12 таблиц. Список литературы содержит 165 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, изложены цель и задачи исследований, научная новизна, практическая значимость работы, а также основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе представлены проблемы, стоящие перед современными тепловозными дизелями. Дан обзор способов и средств, с помощью которых учёные и конструкторы, разрабатывающие топливные системы, пытаются решить эти проблемы.

Особенностью дизеля является зависимость его технико-экономических показателей от качества работы и параметров топливной системы. Топливная система должна так подать топливо, чтобы обеспечить наилучшую экономичность, меньшую токсичность отработавших газов, меньший шум. Для этого необходимо переходить от традиционного одноразового впрыскивания топлива к многократному впрыскиванию.

До настоящего времени на дизелях в основном применяется топливная система непосредственного действия. Она осуществляет только заранее установленные функции и не обладает возможностями перенастройки для обеспечения качественной работы дизелей, работающих на широком диапазоне частот вращения и цикловых подач. По данным Косяка А. Ф., Бордукова В. В., Кима Ф. Г., Липчука В. А., Симсона А. Э эксплуатация тепловозных дизелей характеризуется длительным временем работы на режимах холостого хода. На холостом ходу дизели, имеющие серийную топливную аппаратуру, работают особенно плохо – уменьшение нагрузки дизеля приводит к уменьшению давления впрыскивания. В результате этого коксуются поршневые кольца, разжижается масло, несгоревшее топливо забрасывается в выпускные коллекторы, переохлаждаются камеры сгорания. Гуревичем А. Н., Коссовым Е. Е., Кузнецовым Е. В., Котовым В. В., Вовчком А. Н., Федотовым Г. Б. установлено, что на режиме холостого хода наличие волнового процесса в топливопроводе высокого давления и неполного подъёма иглы форсунки при определённой инерционности подвижных масс форсунки неизбежно ведёт к цикловой нестабильности топливоподачи. На режиме номинальной мощности серийные топливные системы тепловозных дизелей работают с подвпрыскиваниями топлива.

Астахов И. В., Грехов Л. В., Иващенко Н.А., Круглов М. Г., Крутов В. И., Лимоев М. И., Пинский Ф. И., Марков В. А., Шмелёв В. П., Шишкин В. А., Портнов М. Н. считают: 1– аккумуляторные топливные системы устраняют все осложнения, связанные с упругостью системы, пульсационным характером впрыскивания и гетерогенным характером жидкой среды; 2– подлинная перспектива перед аккумуляторными системами открылась с применением электромагнитных клапанов, управляющий сигнал для которых, формируется электронной схемой. По данным Гвоздева В. Д., Драгана Ю. Е., Кузнецова Г. Ф., Никонова Г. В., Пинского Ф. И., Ромашова В. М., Филина А. Н., Шмелёва В. П. наибольшую теоретическую и экспериментальную разработку получили электрогидравлические форсунки (ЭГФ).

На основании проведённого анализа состояния рассматриваемой пробле-

мы установлены основные направления научного поиска. Для её решения необходимо:

- разработать конструкцию форсунки с комбинированным запираем иглы; конструкцию двухклапанного устройства управления с электромагнитным приводом; обосновать критические размеры деталей устройства управления и форсунки, усилий пружин и электромагнита;
- создать математическую модель и программу расчёта процесса впрыскивания электрогидравлической форсункой с комбинированным запираем иглы и двух клапанным устройством управления; провести теоретический анализ процесса топливоподачи на математической модели;
- выявить области определения и уровни варьирования факторов, оказывающих наибольшее влияние на решение проблемы; с целью оптимизации процесса топливоподачи провести полный факторный эксперимент типа 2^3 ; выявить направление движения по градиенту и провести крутое восхождение по поверхности отклика;
- провести моторные испытания топливной аппаратуры на отсеке дизеля 0Д100.

Во второй главе проведено обоснование конструктивно-технологической схемы аккумуляторной топливной системы и её узлов, обоснование критических размеров деталей устройства управления и форсунки; изучены возможности уменьшения времени неуправляемого опускания иглы, возможности уменьшения нестабильности процесса впрыскивания и снижения неравномерности подачи топлива в отдельные цилиндры.

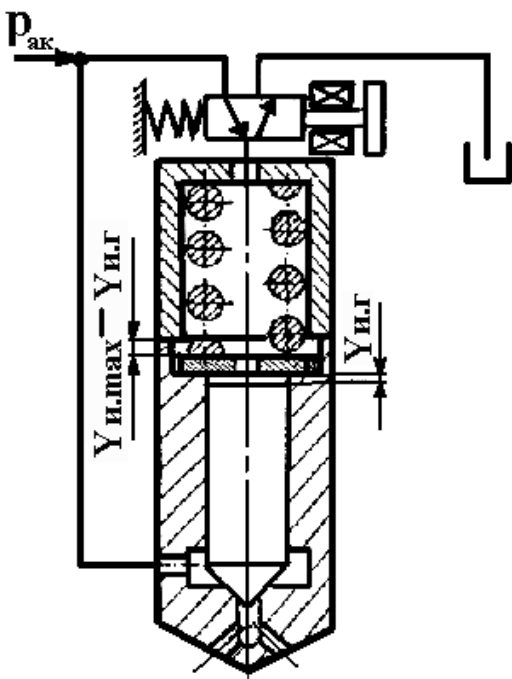


Рис.1. Схема форсунки с комбинированным запираем: $Y_{и.г}$ – ход иглы, на протяжении которого обеспечивается гидравлическое запираем; $Y_{и.г.max} - Y_{и.г}$ - ход иглы, на протяжении которого обеспечивается гидромеханическое запираем

Принципиальным отличием исследуемой форсунки является наличие зазора $Y_{и.г}$ между штангой и хвостовиком иглы. Благодаря этому в разные моменты движения иглы обеспечиваются разные способы запираем - в начале подъема и конце опускания - гидравлическое, в конце подъема и начале опускания - гидромеханическое. Когда игла опущена, топливо из аккумулятора

подведено под иглу и в гидрозапирающую камеру. Для того чтобы обеспечить гидрозапираем, должно соблюдаться условие:

$$p_{ак} f_u > p_{ак} (f_u - f_u'') + p_c f_u'' \quad (2.1)$$

где $p_{ак}$, p_c - давления в аккумуляторе и сопловом канале распылителя; f_u , f_u'' - площадь иглы и площадь, на которую действует давление со сто-

роны соплового канала.

$$\text{Условия начала подъёма иглы: } p_{ac} f_u < p_c f_u'' + p_{ae} (f_u - f_u''), \quad (2.2)$$

где $p_{c,з}$ - давление в гидрозатворающей камере (ГЗК).

На протяжении хода $Y_{u,з}$ игла не встречает сопротивления пружины и движется с ускорением: $\frac{d^2 Y_u}{dt^2} = \frac{1}{m_u} [p_{ак} (f_u - f_u'') + p_c f_u'' - p_{c,з} f_u]$, (2.3)

где m_u - масса иглы.

После того как игла пройдёт расстояние $Y_{u,з}$, её хвостовик упрётся в штангу, нагруженную пружинной, ускорение движения иглы уменьшается:

$$\frac{d^2 Y_u}{dt^2} = \frac{1}{m_u + m'_u} [p_{ак} (f_u - f_u'') + p_c f_u'' - p_{c,з} f_u - P_{пр,u} - C_{пр,u} (Y_u - Y_{u,з})], \quad (2.4)$$

где m'_u - масса подвижного упора (штанги) плюс 1/3 массы пружины;

$P_{пр,u}$, $C_{пр,u}$ - усилие, соответствующее предварительной деформации пружины и жесткость пружины форсунки.

Очевидно, что, подобрав усилие $P_{пр,u}$, $C_{пр,u}$, можно получить ступенчатую характеристику впрыскивания топлива.

Когда игла вместе с подвижным упором переместится на величину $Y_{u,max}$, её подъём прекращается. Впрыскивание топлива продолжается через постоянное проходное сечение под иглой.

Условие начала опускания иглы:

$$p_{ac} f_{ul} + P_{в,з} + \tilde{N}_{в,з} (\dot{O}_{umax} - \dot{O}_{e,а}) > p_{\phi} (f_u - f_u'') + p_c f_u'', \quad (2.5)$$

где f_{ul} - площадь иглы, на которую действует давление топлива со стороны гидрозатворающей (управляющей) камеры; $Y_{u,max}$ - максимальная высота подъёма иглы; p_{ϕ} - давление перед затворающим конусом иглы.

Под совместным действием давления топлива со стороны гидрозатворающей камеры и усилия пружины форсунки игла резко опускается до посадки подвижного упора.

После посадки подвижного упора возможны два варианта:

$$\text{если } p_{c,з} f_u \geq p_{\phi} (f_u - f_u'') + p_c f_u'' \quad (2.6)$$

то игла опускается на затворающий конус;

$$\text{если } p_{ac} f_e < p_{\phi} (f_e - f_e'') + p_c f_e'' \quad (2.7)$$

то игла не опускается до конца и процесс посадки приобретает ступенчатый характер.

Значение хода иглы форсунки до подвижного упора определяет надежную и быструю посадку иглы после прекращения действия возвратной пружины иглы. Посадка обеспечивается при дросселировании топлива в зазоре игла-седло, когда $\mu_u f_u < \mu_c f_c$. Исходя из этого, с учетом известной зависимости для определения f_u , можно определить максимально допустимую величину $Y_{u,зmax}$:

$$Y_{u,зmax} \leq 0,63 \frac{\mu_c f_c}{\mu_u d_{p,к}} - 0,018 (d_x - d_{p,к}), \quad (2.8)$$

где μf_c - эффективное проходное сечение сопловых отверстий распылителя;
 $d_{p,k}, d_x$ - диаметры соплового канала и сечения у запирающей кромки иглы;
 μ_u - коэффициент расхода топлива в сечении между запирающими конусами иглы и корпуса распылителя.

Игла форсунки должна садиться при определенном давлении в сопловом канале и гидрозапирающей камере. Давление в сопловом канале должно быть больше давления газов в цилиндре дизеля, а минимальная величина давления в гидрозапирающей камере, необходимая для плотной посадки иглы определяется соотношением:

$$P_{г.з.нос} \geq \frac{1}{f_u} [P_{ф.нос}(f_u - f_u'') + P_c f_u''] . \quad (2.9)$$

С учетом того, что в момент посадки за счет насосного действия иглы $P_{ф.нос} \cong P_{ак}$ формула (2.9) примет вид:

$$P_{г.з.нос} \geq \frac{1}{f_u} [P_{ак}(f_u - f_u'') + P_{цmax} f_u''] . \quad (2.10)$$

Давление в гидрозапирающей камере в момент начала опускания иглы, который определяется совместным действием топлива и пружины, должно быть равно:

$$P_{а.с.г.д} = P_{а.с.г.д} + \Delta P_{а.с} , \quad (2.11)$$

где $\Delta P_{г.з}$ изменение давления в управляющей камере за время посадки иглы. За счёт насосного действия при резкой посадке иглы величина $\Delta P_{г.з}$ близка к 0.

Исходя из условия (2.5) с учётом (2.10) и (2.11), можно вывести выражение для определения максимального усилия пружины форсунки:

$$P_{г.дmax} = \delta_{д.г.д} (f_{д} - f_{д}'') + \delta_{п.г.д} f_{д}'' - (f_{д.д} + \Delta f_{с}) \left[\delta_{д.д} \left(1 - \frac{f_{д}''}{f_{д}} \right) + \delta_{д} \frac{f_{д}''}{f_{д}} \right] - \tilde{N}_{г.д} (O_{дmax} - O_{д.а}) \quad (2.12)$$

Минимальное усилие пружины форсунки определяется из выражения (2.13):

$$P_{п.иmin} = P_{ф.но} (f_u - f_u'') + P_c f_u'' - 0,8 P_{ф} f_u - C_{п.и} (Y_{umax} - Y_{u.с}) \quad (2.13)$$

Устройство управления форсункой работает следующим образом.

Когда ток не подается в обмотку электромагнита, то:

$$P_{п.к} + P_{ак} f_{н.сл} > P_{ак} f_n \quad (2.14)$$

Впускной клапан открыт, сливной закрыт. Гидрозапирающая и подыгольная камеры форсунки сообщены с аккумулятором. После подачи тока:

$$P_{п.к} + P_{ак} f_{н.сл} < P_{ак} f_n + P_{эл.м} . \quad (2.15)$$

Впускной клапан закрывается, а сливной открывается. Гидрозапирающая камера разобщается с аккумулятором и сообщается со сливом. Условие плотной посадки впускного клапана:

$$P_{п.к} + P_{ак} f_{н.сл} < P_{ак} f_n + P_{эл.м} . \quad (2.16)$$

Когда ток перестает поступать в обмотку электромагнита,

$$P_{п.к} + P_{ак} f_{н.сл} > P_{ак} f_n \quad (2.17)$$

Впускной клапан открывается, а сливной – закрывается.

Работоспособность устройство управления определяется соотношениями

между посадочными диаметрами впускного ($d_{n.вх}$) и сливного ($d_{n.сл}$) клапанов, уравновешивающего поршня (d_n), а также усилиями пружины и электромагнита.

Критические значения посадочных диаметров клапанов можно определить из условий (2.14), (2.15), (2.16) и (2.17). Так из (2.14), (2.15) исм*

$$f_{n.сл} < f_n + \frac{P_{эл.м} - P_{пр.к}}{P_{ак.мах}} \quad (2.18); \quad f_{n.сл} > f_n - \frac{P_{пр.к}}{P_{ак.мах}} \quad (2.19)$$

откуда: $f_n + \frac{P_{эл.м} - P_{пр.к}}{P_{ак.мах}} > f_{n.сл} > f_n - \frac{P_{пр.к}}{P_{ак.мах}}$ (2.20)

Из (2.20) после преобразований получим:

$$\sqrt{d_n^2 + 0,127 \frac{P_{эл.м} - P_{пр.к}}{P_{ак.мах}}} > d_{n.сл} > \sqrt{d_n^2 - 0,127 \frac{P_{пр.к}}{P_{ак.мах}}} \quad (2.21)$$

Из (2.16), (2.17) после преобразований получим:

$$\sqrt{d_n^2 + 0,127 \frac{P_{эл.м} - P_{пр.к}}{P_{ак.мах}}} > d_{n.вх} > \sqrt{d_n^2 - 0,127 \frac{P_{пр.к}}{P_{ак.мах}}} \quad (2.22)$$

Выражения (2.21), (2.22) имеют большое значение при проектировании устройства управления, т.к. позволяют сформулировать требования к допускам посадочных диаметров впускного и сливного клапанов.

В третьей главе выполнен теоретический анализ процесса топливоподачи на математической модели. Процесс разработки и доводки новой топливной системы невозможен без построения математической модели процесса топливоподачи и расчетно-теоретического анализа конструктивных вариантов системы. На рис. 2 представлена расчетная схема форсунки.

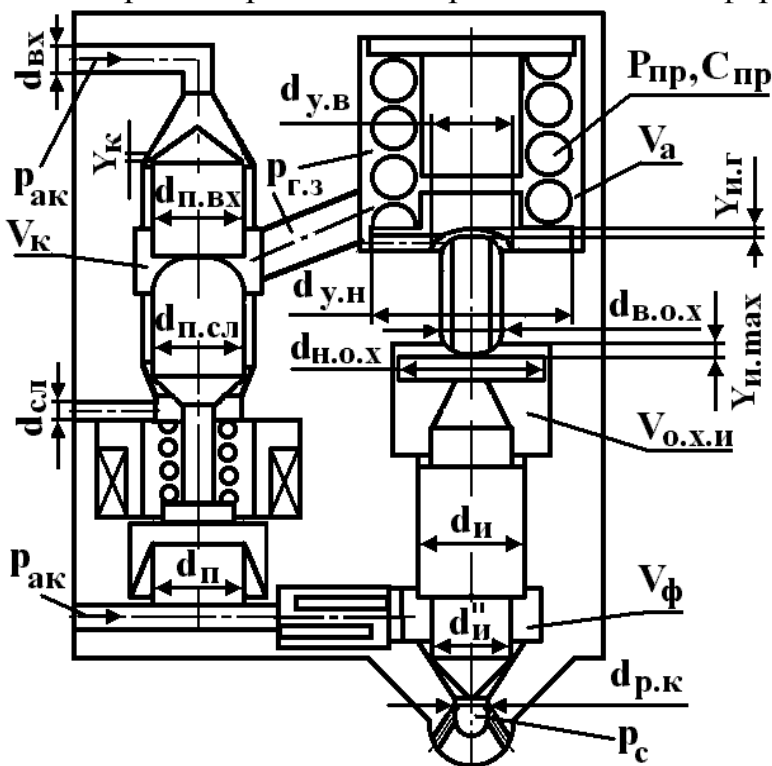


Рис. 2. Расчетная схема форсунки с комбинированным запираем иглы

Математическое описание процесса впрыскивания содержит следующие типы уравнений: баланса топлива; перемещения запирающих органов; характеристик топлива; расходов топлива. По данным Астахова И.В. при расчетах на ЭВМ необходимо выбирать уравнения, предъявляющие минимальные требования к непрерывности функций. Исходя из этого, в данной работе

численное интегрирование давлений и расходов топлива производилось по методу Эйлера с дроблением шага, а перемещение клапанов и иглы форсунки - по улучшенному методу Эйлера-Коши.

Уточнения методики расчёта

Некоторые уточнения в методике расчета вызваны конструктивными особенностями форсунки. Так, давление в зазоре игла – седло рассчитывалось, исходя из условия неразрывности потока на входе в зазор и выходе из него:

$$\mu f_{\text{вх}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_{\phi} - p'_{\phi}}} = \mu f_{\text{вых}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p'_{\phi} - p_c}}; \quad (3.1)$$

$$p'_{\phi} = \frac{(\mu f_{\text{вх}})^2 p_{\phi} + (\mu f_{\text{вых}})^2 p_c}{(\mu f_{\text{вх}})^2 + (\mu f_{\text{вых}})^2}, \quad (3.2)$$

Для форсунок с комбинированным запирианием характерно уменьшение площади, на которую действует топливо со стороны управляющей камеры при положении иглы на верхнем упоре. Сила P_z , прижимающая иглу к корпусу и приводящая к запаздыванию её опускания равна:

$$P_z = \frac{\pi}{4} (d_{\text{н.о.х}}^2 - d_u^2) (p_{z.з.1} - p_{\text{тор.о.х}}). \quad (3.3)$$

В начале опускания иглы давление между торцом ограничителя хода и корпусом возрастает от 0 до $p_{z.з}$. Величину его производной можно определить из уравнения баланса топлива в объеме над торцом ограничителя:

$$\frac{dp_{\text{тор.о.х}}}{dt} = \frac{1}{\alpha V_{\text{тор}}} \left(\mu f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_{z.з} - p_{\text{тор}}}} - \mu f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_{\text{тор}} - p_{z.з.1}}} \right), \quad (3.4)$$

где $V_{\text{тор}} = \frac{\pi (d_{\text{н.о.х}}^2 - d_{\text{в.о.х}}^2)}{4} (Y_{u\text{max}} - Y_u) + V'_{\text{тор}};$ (3.5)

$$f_1 = \pi d_{\text{в.о.х}} (Y_{u\text{max}} - Y_u); \quad (3.6) \quad f_2 = \pi d_{\text{н.о.х}} (Y_{u\text{max}} - Y_u); \quad (3.7)$$

$p_{z.з.1}$ - давление в полости под ограничителем хода иглы:

Для того чтобы выражение (3.4) при $Y_u = Y_{u\text{max}}$ имело смысл, (производная не стремилась к бесконечности), в него введен идеальный объем $V'_{\text{тор}}$, который физически можно представить в виде канавки на торце ограничителя хода.

Для объема под торцом подвижного упора можно записать:

$$\frac{dp_{\text{тор.у}}}{dt} = \frac{1}{\alpha V_{\text{тор.у}}} \left(\mu f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_{z.з} - p_{\text{тор.у}}}} - \mu f_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_{\text{тор.у}} - p_{z.з.1}}} \right). \quad (3.8)$$

Влияние конструктивных элементов форсунки на процесс топливоподачи

Изучено влияние: усилия электромагнита $P_{\text{эл.м}}$; диаметра компенсирующего поршня $d_{\text{п}}$; массы подвижных деталей устройства управления $m_{\text{к}}$; проходных сечений впускного и выпускного клапана устройства управления $f_{\text{к}}$; усилия пружины устройства управления $P_{\text{пр.к}}$; площади канала штанги иглы $f_{\text{у1}}$; площади посадки ограничителя хода иглы; площади посадки подвижного упора; уси-

лия пружины форсунки $P_{пр.и}$. Выявлено, что наибольшее влияние оказывают усилие пружины форсунки и площадь иглы, на которую действует давление топлива со стороны управляющей камеры при нахождении иглы на верхнем упоре.

В четвёртой главе представлены результаты испытаний аккумуляторной топливной системы на безмоторном стенде и дизеле. Предварительные испытания топливной аппаратуры на безмоторном стенде показали:

1 – топливная система работоспособна при любом давлении в аккумуляторе в диапазоне от 20 до 100 МПа;

2 – ход иглы $Y_{и.г}$ до подвижного удара оказывает очень большое влияние на параметры впрыскивания: если $Y_{и.г} = 0$ (гидромеханическое запираение на протяжении всего хода иглы $Y_{и.макс}$), то нельзя получить устойчивые подачи меньше 0,32 г/ц (59 % от $q_{ц.н}$) при $P_{пр.и} = 279$ Н и 0,16 г/ц (29,5 % от $q_{ц.н}$) при $P_{пр} = 533$ Н; если $Y_{и.г} = Y_{и.макс}$ (гидравлическое запираение на протяжении всего хода иглы $Y_{и.макс}$), то нельзя получить устойчивые подачи меньше 0,34 г/ц (63 % от $q_{ц.н}$). При $Y_{и.г} \geq 0,15$ ($\geq 0,333 Y_{и.макс}$) мм задний фронт давления впрыскивания имеет ступенчатый характер.

3 – если усилие пружины форсунки $P_{пр.и} < 350$ Н, цикловая нестабильность увеличивается; при $P_{пр.и} \geq 600$ Н наблюдается резкое ухудшение работы аппаратуры – затягивается передний фронт, становится ступенчатым задний фронт давления впрыскивания, происходит резкий скачок от стабильных подач 0,23 г/ц (42,6 % от $q_{ц.н}$) до 0,02 г/ц (3,7 % от $q_{ц.н}$).

4 – быстроедействие топливной системы позволяет получить как двухразовое, так и ступенчатое впрыскивание (рис. 3).

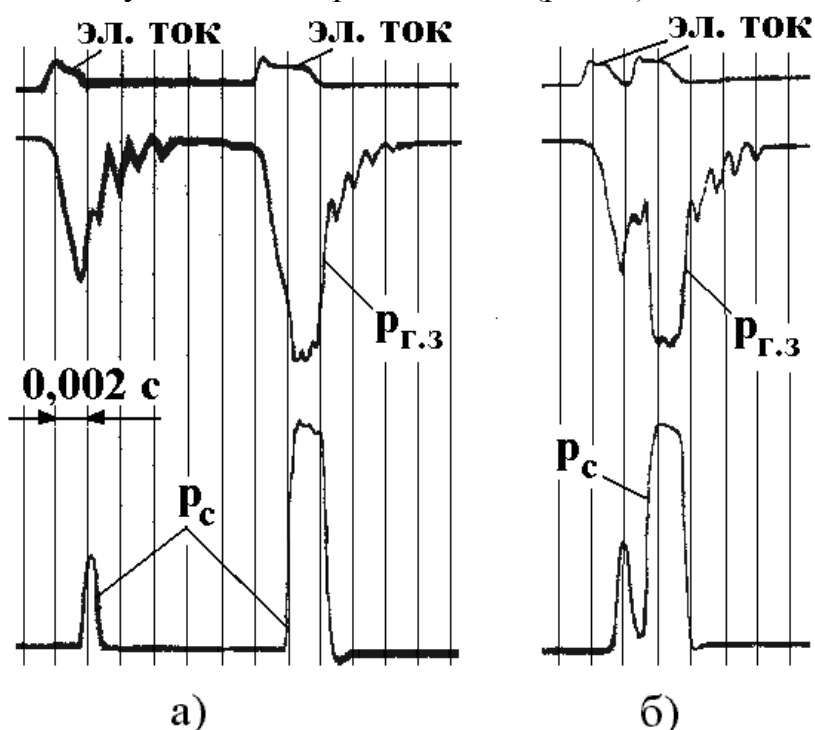


Рис. 3. Двухразовое и ступенчатое впрыскивание топлива электрогидравлической форсункой дизеля 10ДН20,7/2х25,4:

а – предварительный электрический импульс подан за $12,8 \times 10^{-3}$ с до основного;

б - предварительный импульс подан за $2,9 \times 10^{-3}$ с;

$P_{г.з}$, P_c – давления гидрозапираения и впрыскивания

5- на режиме холостого хода форсунка с комбинированным запираением иглы стабильно работает при подачах в 4 раза меньших, чем серийные форсунки (рис. 4).

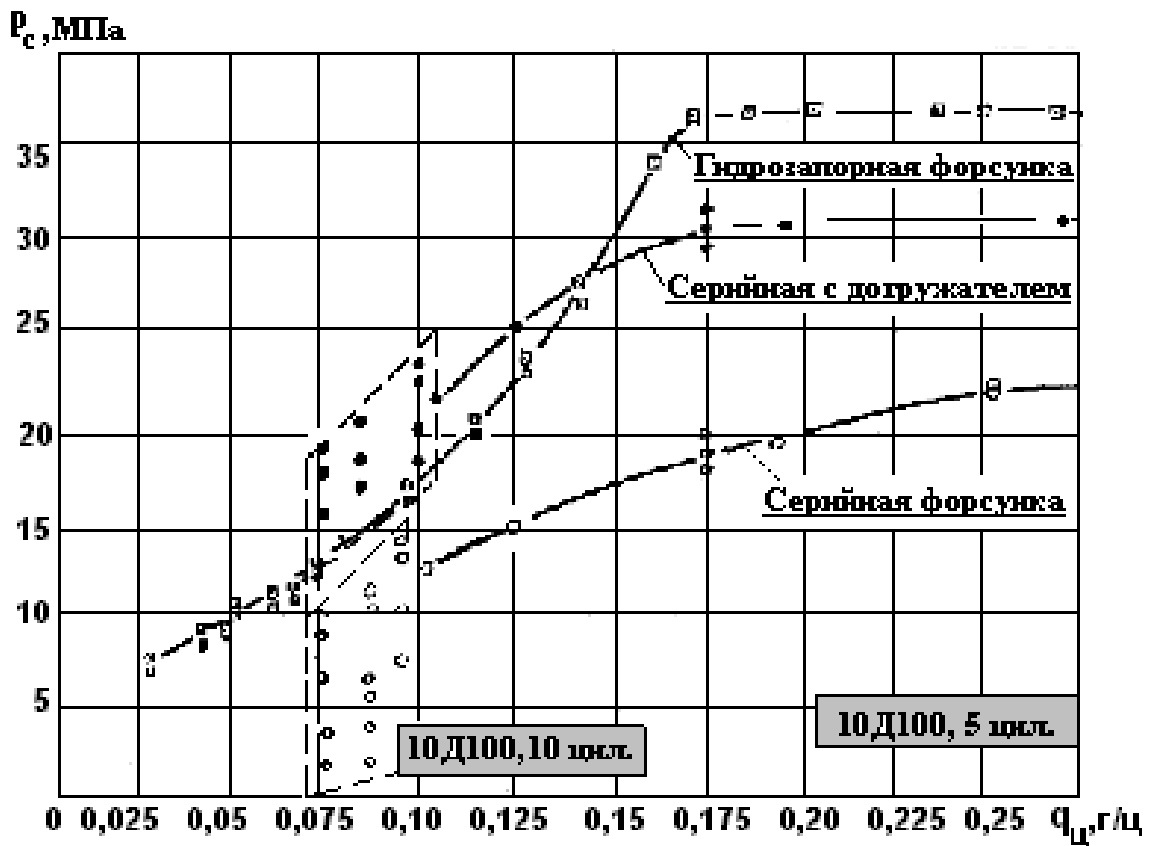


Рис. 4. Зоны стабильных подач холостого хода для исследуемой гидрозапорной электрогидравлической форсунки и серийных форсунок дизеля 10ДН20,7/2×25,4

Такой эффект стал возможен благодаря тому, что при определенных величинах $Y_{u.z}$, усилия пружины форсунки и давления в аккумуляторе подвижный упор становится неподвижным. Высота подъема иглы, значит и проходное сечение под иглой, от цикла к циклу не изменяется, давление в аккумуляторе тоже постоянно. Проблема стабильности минимальных подач топлива решена.

С целью получения давлений впрыскивания > 10 МПа для стабильных цикловых подач $0,045 \dots 0,05$ г/ц был спланирован по методике Адлера Ю.П. и проведен полный факторный эксперимент типа 2^3 . Параметры, характеризующие процесс впрыскивания: Y_1 – давление впрыскивания (p_c); Y_2 – нестабильность процесса топливоподачи (цикловая неравномерность δ).

Факторы, определяющие процесс: x_1 ($p_{ак}$) – давление в аккумуляторе; x_2 ($Y_{u.z}$) – величина хода иглы до подвижного упора; x_3 ($P_{пр.у}$) – усилие от предварительной деформации пружины форсунки.

Уравнение регрессии для давления впрыскивания имеет вид:

$$Y(p_c) = 79,6 + 19,3x_1 + 8,1x_2 - 5,8x_3. \quad (4.1)$$

Проверка показала, что каждый коэффициент уравнения значим, и, в соответствии с задачей оптимизации, для увеличения давления впрыскивания запальных доз необходимо: увеличить давление в аккумуляторе; увеличить величину хода иглы форсунки до подвижного упора; уменьшить усилие пружины форсунки.

Многофакторный эксперимент выявил направление повышения эффективности топливной аппаратуры в области минимальных цикловых подач. На его основе спланировано и проведено крутое восхождение по поверхности отклика (табл. 1).

Таблица 1

Расчет и результаты крутого восхождения

	x_1	x_2	x_3	$q_{ц}$	$q_{в}/q_{вн}$	p_c	δ
	МПа	мм	Н	г/ц	%	МПа	%
Основной уровень	35	0,04	342				
Интервал варьирования, j_i	5	0,01	140				
Верхний уровень	40	0,05	482				
Нижний уровень	30	0,03	202				
Коэффициент уравнения регрессии, b_i	19,3	8,1	-5,8				
$b_i \cdot j_i$	96,5	0,081	-812				
Шаг движения	1,206	0,001	-10,14				
Округление	1,2	0,001	-10,0				
Опыты:	мысленные						
реальные	39,8	0,044	302				
9	41,0	0,045	292	0,049	13,6	8,9	25
	42,2	0,046	282				
10	43,2	0,047	272	0,045	12,5	10,4	28
	44,2	0,048	262				
	45,8	0,049	252				
11	47,0	0,050	242	0,05	13,9	11,8	35,5

Результаты эксперимента по методике крутого восхождения показали, что движение по градиенту эффективно, так как величина параметра оптимизации (p_c) возросла на 34 % и составила 11,8 МПа. Однако и величина нестабильности цикловых подач (δ) тоже возросла с 25 до 35,5 %, поэтому принято решение окончить исследование на опыте 11.

Стабильные цикловые подачи величиной 13,9% от номинального значения при давлении впрыскивания 11,8 МПа являются основой для снижения расхода топлива, как за счет лучшего протекания рабочего процесса и уменьшения суммарного числа рабочих циклов, так и перехода на газодизельный цикл.

В пятой главе приведены результаты работы форсунки, предназначенной для дизеля 6ЧН21/21. Зависание иглы форсунки в аккумуляторной системе приводит к аварии дизеля. Чтобы исключить аварию, разработан распылитель, обладающий низкой склонностью к зависанию иглы (рис.5).



Рис.5. Распылитель электрогидравлической форсунки дизеля 6ЧН21/21, обладающий низкой склонностью к зависанию иглы

Золотниковая уплотняющая часть иглы вынесена в корпус форсунки. Тепловые деформации золотниковой части распылителя незначительны.

Специальная гильза, служащая для уплотнения распылителя, свободно располагается в корпусе форсунки. Небольшая высота гильзы (12 мм) и значительный прецизионный зазор (8...12 мкм) исключают защемление иглы под действием рабочего давления топлива.

Направляющая часть иглы установлена в корпусе распылителя с гарантированным зазором (размер по чертежу $\varnothing 7 \begin{smallmatrix} -0,025 \\ -0,047 \end{smallmatrix}$) и, с целью уменьшения поверхности трения, срезана с трех сторон под размер $5,6 \pm 0,1$ мм.

На рис. 6 представлены осциллограммы, характеризующие процесс впрыскивания топлива такими форсунками.

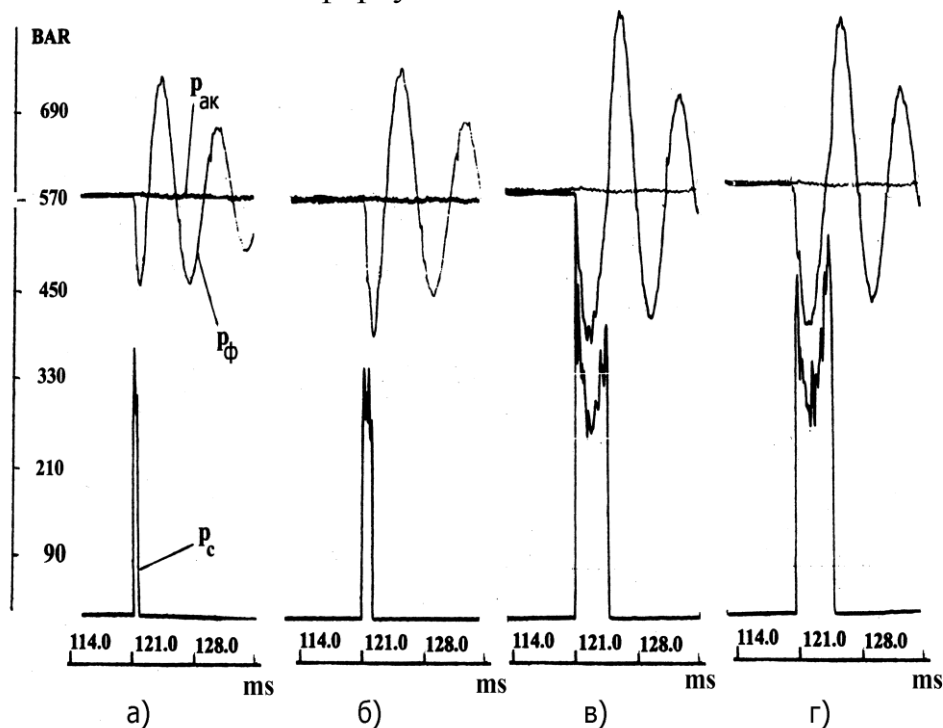


Рис. 6. Осциллограммы гидродинамических процессов в топливной аппаратуре дизеля 6ЧН21/21 при $n_{в.д} = 1500 \text{ мин}^{-1}$:

- | | | |
|---|------------------------------|--------------------------------------|
| а) $V_{ц} = 0,124 \text{ см}^3/\text{ц};$ | $t_{в} = 0,0006 \text{ с};$ | $\varphi_{в.д} = 5,4 \text{ град};$ |
| б) $V_{ц} = 0,246 \text{ см}^3/\text{ц};$ | $t_{в} = 0,00133 \text{ с};$ | $\varphi_{в.д} = 12 \text{ град};$ |
| в) $V_{ц} = 0,820 \text{ см}^3/\text{ц};$ | $t_{в} = 0,00416 \text{ с};$ | $\varphi_{в.д} = 37,4 \text{ град};$ |
| г) $V_{ц} = 0,913 \text{ см}^3/\text{ц};$ | $t_{в} = 0,0046 \text{ с};$ | $\varphi_{в.д} = 41,5 \text{ град}$ |

Для этих форсунок при давлении в аккумуляторе, равном 57 МПа, максимальная величина давления впрыскивания на режиме холостого хода составляет 36...37 МПа (в 2...5 раз больше, чем у серийных форсунок). Следует обратить внимание ещё на два момента: 1 – вертикальные линии, соответствующие началу и концу впрыскивания (высокое быстродействие форсунок); 2 – отсутствие подвпрыскиваний топлива на любом режиме работы топливной системы. Такие результаты стали возможны благодаря минимальному расстоянию между подыгольной и гидрозапирающей камерами форсунки (это расстояние не превышает 45 мм). В этом случае рост давления под иглой вызывает немедленное увеличение давления гидрозапираения, увеличение скорости опускания иглы и плотное прижатие иглы к запирающему конусу распылителя. Более того, чем выше амплитуда давления под иглой и, следовательно, над иглой, тем плотнее посадка, т.к. давление p_{ϕ} снизу действует лишь на дифференциальную площадку, а сверху – на всю площадь сечения иглы.

Достаточно длинный топливопровод, установленный между аккумулятором и форсункой, создает волновой процесс, искажающий верхний фронт импульса давления p_c и увеличивающий общую продолжительность впрыскивания.

В данной работе предлагается использовать волновой процесс для улучшения условий конца впрыскивания, когда смесеобразование в цилиндре затруднено наличием отработавших газов. Для этого длину топливопровода между аккумулятором и форсункой необходимо подбирать по зависимости:

$$l = a \cdot t_{в.н} / 3 = a \cdot \varphi_{д.н} / 3 \cdot n_{д.н}, \text{ м} \quad (5.1)$$

где $t_{в.н}$, $\varphi_{в.н}$ – продолжительность впрыскивания в секундах и градусах поворота коленчатого вала; $n_{д.н}$ – номинальная частота вращения коленчатого вала дизеля; l – длина топливопровода.

В этом случае на номинальном режиме работы дизеля за счёт волнового эффекта фаза увеличение давления перед форсункой (p_{ϕ}) приходится на конец впрыскивания. Давление в сопловом канале распылителя форсунки (p_c) в начале опускания иглы (в конце процесса впрыскивания) превышает давление топлива в аккумуляторе (p_a) (рис.7).

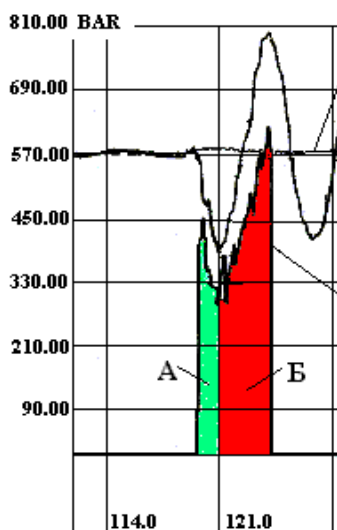


Рис.7. Осциллограммы гидродинамических процессов в аккумуляторной топливной системе дизеля 6ЧН21/21 на номинальном режиме при $n_{в.д} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $V_{ц} = 0,915 \text{ см}^3/\text{ц}$ и длине топливопровода, равной 1,850 м:

$p_{ак}$, p_{ϕ} , p_c – давления в аккумуляторе, перед запирающим конусом иглы и в сопловом канале распылителя;

А, Б – зоны предварительной и основной доз топлива

В результате этого уменьшается общая продолжительность впрыскивания, улучшается качество распыливания топлива в конце процесса топливоподачи, создаются предпосылки для быстрого бездымного сгорания. Вместе с тем, провал давления впрыскивания (p_c) после начала подачи ограничивает количество топлива, поданное за период индукции, что способствует снижению жесткости работы дизеля и уменьшению токсичности отработавших газов. Уменьшение максимального давления в топливном аккумуляторе разгружает ТНВД, уменьшает потери на его привод.

Моторные испытания проводились во ВНИИЖТ на одноцилиндровой установке 1Д20,7/2×25,4, оборудованной стандартным измерительным оборудованием. Испытания показали следующее:

1 – дизель четко запускается при максимальной длительности тока $3 \cdot 10^{-3}$ с и работе как на двух, так и на одной форсунке на цилиндр. Время запуска (от начала прокрутки до 400 мин^{-1}) составляет 17..20 с при температуре масла $300 \dots 303 \text{ К}$ и 11...12 с при температуре $327 \dots 328 \text{ К}$;

2 – режим холостого хода при любой частоте от 400 до 850 мин^{-1} , устойчив (пропусков вспышек нет);

3 – дизель устойчиво работает и при частоте 300 мин^{-1} ;

4 – уменьшение расхода топлива по сравнению с серийной топливной аппаратурой при частоте 400 мин^{-1} и при угле опережения впрыскивания, равном $15 \text{ град. п. к. в.}$, составляет $7,2 \%$.

Расчет экономической эффективности использования аппаратуры показал: при ценах на дизельное топливо 17,8 рублей за один литр, срок окупаемости дополнительного оборудования топливной системы одного дизеля составляет от 0,75 до 1,19 года.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ:

1. Серийные топливные системы не в состоянии обеспечить ступенчатое, двухразовое или многократное впрыскивание топлива.

2. В предложенном варианте топливной системы впервые изучены законы изменения давления в управляющей и подыгольной камерах, законы движения подвижных деталей форсунки, имеющей комбинированное запирающее устройство.

4. Разработана методика определения критических размеров деталей устройства управления и форсунки. Получены аналитические выражения для уменьшения времени запаздывания опускания иглы.

5. Создана математическая модель топливной системы, сделаны уточнения в общепринятой методике расчета процесса топливоподачи. Установлена степень влияния на процесс топливоподачи диаметра компенсирующего поршня, подвижных масс деталей, усилий пружин и электромагнита, проходных сечений впускного и сливного клапанов, площадей посадки ограничителя хода иглы и подвижного упора, величины хода иглы до подвижного упора, усилия пружины форсунки и давления в аккумуляторе.

6. Обосновано, что оптимальная величина хода иглы до подвижного упора лежит в пределах $(0,1 \pm 0,01) Y_{и \max}$. Выявлено, что ход иглы до подвижного упора должен быть увязан с усилием пружины форсунки и давлением в аккумуляторе.

7. Для форсунок тепловозных дизелей критические значения размеров запирающих элементов, усилий пружин и электромагнита устройства управления равны: $d_{н.вх} = 2,75 \text{ мм}$, $d_{н.сл} = 2,25 \text{ мм}$, $P_{нд.б} = 50 \text{ л}$, $P_{й.и} = 130 \text{ л}$, $m_x = 0,012 \text{ кг}$.

8. Эксперименты, поставленные на безмоторных стендах и дизелях, подтвердили теоретические предпосылки. Так установлено, что максимальная величина хода клапанов устройства управления не превышает 0,08 мм. Это позволяет отказаться от громоздкого электромагнитного привода в пользу пьезомодуля.

9. Установлено, что у модернизированной форсунки расстояние между управляющей и подыгольной камерами не превышает 45 мм, поэтому при посадке иглы рост давления в подыгольной камере вызывает незамедлительный рост давления в гидрозапирающей камере, что исключает подвпрыскивание топлива на любом режиме и при любых давлениях в аккумуляторе.

10. Установлено, что при усилии пружины форсунки, равном 242 Н, ходе иглы до подвижного упора, равном 0,05 мм, давлении в аккумуляторе, равном 47 МПа и цикловых подачах, составляющих $(5,5 \dots 9,3) \% q_{ц.н}$ подвижный упор становится неподвижным. Высота подъема иглы и проходное сечение под ее запирающим конусом от цикла к циклу не изменяются. Это позволяет получить запальные дозы топлива, нестабильность которых не превышает 35,5 % при максимальном давлении впрыскивания, равном 11,8 МПа.

11. Эксперимент показал, что подбор длины топливопровода, сообщающего аккумулятор с форсункой по зависимости $l = a \cdot t_{в.н} / 3 = a \cdot \phi_{д.н} / 3 \cdot b \cdot n_{д.н}$, м позволяет получить ступенчатую характеристику впрыскивания и обеспечить начало опускания иглы на номинальном режиме при давлениях, превышающих давление в аккумуляторе. Это способствует уменьшению расхода топлива, снижению жесткости работы дизеля и уменьшению токсичности его отработавших газов.

12 Установлено, что модернизация распылителя путём вынесения прецизионной части из зоны монтажных и тепловых деформаций в корпус форсунки, резко улучшила как характер изменения давления впрыскивания, так и надёжность её работы. Установлено также, что в этом случае величина прецизионного зазора между иглой и гильзой распылителя может быть увеличена до 0,008...0,012 мм без ухудшения работоспособности форсунки.

Результаты работы внедрены на ведущем предприятии отрасли - Уральском дизель-моторном заводе (УДМЗ).

Основное содержание диссертации отражено в статьях:

1. Крохотин, Ю.М. Расчёт критических размеров деталей электрогидравлических форсунок с комбинированным запирающим элементом / Ю. М. Крохотин // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 10. – С. 28-30.

2. Крохотин, Ю.М. Аккумуляторная система топливоподачи с быстродействующими электрогидравлическими форсунками / Ю. М. Крохотин // Автомобильная промышленность. – 2005. – № 8. – С. 13-14.
 3. Крохотин, Ю. М. Аккумуляторные топливные системы с быстродействующими форсунками – средство снижения выбросов оксидов азота / Ю. М. Крохотин // Автомобильная промышленность. – 2004. – № 8. – С. 12-14.
 4. Крохотин, Ю. М. Устройство для управления давлением в камерах электрогидравлических форсунок / Ю. М. Крохотин // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 6. – С. 9-11.
 5. Крохотин, Ю. М. Основы компоновки аккумуляторных топливных систем / Ю. М. Крохотин // Автомобильная промышленность. – 2002. – № 8. – С. 16-18.
 6. Крохотин, Ю. М. Аккумуляторная топливная система дизеля. Некоторые способы улучшения процесса топливоподачи / Ю. М. Крохотин // Автомобильная промышленность. – 2001. – № 11. – С. 11-13.
 7. Крохотин, Ю. М. Форсунка для аккумуляторной топливной системы дизеля / Ю. М. Крохотин // Автомобильная промышленность. – 2000. – № 8. – С. 13-14.
 8. Крохотин, Ю.М. Аккумуляторная топливная система / Ю. М. Крохотин // Автомобильная промышленность. – 1999. – № 11. – С. 10-12.
 9. Крохотин, Ю. М. Аккумуляторная система топливоподачи с быстродействующими форсунками / Ю. М. Крохотин // Автомобильная промышленность. – 1998. – № 1. – С. 17-19.
- и в авторских свидетельствах на изобретения
- 10 А.с. 1 355 745, МКИ F 02 М 51/00. Форсунка дизеля/Ю.М. Крохотин, А.А. Тюнин (СССР): 3 с.: ил.
 - 11 А.с. 1 377 439, МКИ F 02 М 51/00. Форсунка дизеля/Ю.М. Крохотин, А.А. Тюнин (СССР):6 с.: ил.
 - 12 А.с. 1 460 389, МКИ F 02 М 51/00. Система топливоподачи дизеля/Ю.М. Крохотин, А. Н. Филин (СССР): 2 с.: ил.
 - 13 А.с. 1 726 835, МКИ F 02 М 51/00. Гидрозапорная управляемая форсунка дизеля/Ю.М. Крохотин, А. Н. Филин (СССР): 2 с.: ил.
 - 14 А.с. 1 746 037, МКИ F 02 М 51/00. Аккумуляторная система топливоподачи для дизеля/Ю.М. Крохотин (СССР): 4 с.: ил.
 - 15 А.с. 1 788 453, МКИ F 02 М 51/00. Способ диагностирования двигателя внутреннего сгорания/Ю.М. Крохотин, А. Н., Филин, В. Е. Гондарь (СССР) :3 с.: ил.

Подписано к печати 19.04.2007. Формат 60x84 /16. Заказ № 653
Объем 1,0 п. л. Усл. печ. л. 0,93. Уч.-изд. л. 1,9. Тираж 100 экз.
Воронежская государственная лесотехническая академия
394613, Воронеж, ул. Тимирязева, 8
Отпечатано в УОП ВГЛТА. 394613, Воронеж, ул. Тимирязева, 8