

*На правах рукописи*

**КАРАСЬ Максим Леонидович**

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ  
ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ  
ДЛЯ ВЫСОКОФОРСИРОВАННОГО  
СВОБОДНОПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ**

(05.04.02 — тепловые двигатели)

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

Работа выполнена в отделе свободнопоршневых двигателей Института проблем машиностроения АН Украины.

Научный руководитель — кандидат технических наук  
Хесин А. Я.

Научный консультант — кандидат технических наук  
Строков А. П.

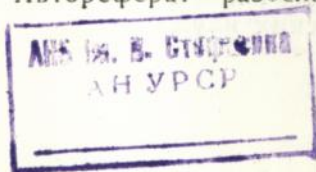
Официальные оппоненты — доктор технических наук,  
профессор Разлейцев Н. Ф.;  
кандидат технических наук  
доцент Сандомирский М. Г.

Ведущее предприятие — Чугуевский завод топливной  
аппаратуры.

Защита диссертации состоится, 24 декабря 1992 г.  
в 13 часов на заседании специализированного совета  
К114.04.01 при Харьковском институте инженеров железно-  
дорожного транспорта по адресу:  
310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке  
института инженеров железнодорожного транспорта.

Автореферат разослан 24 ноября 1992 г.



ЛНБ України ім. В. Стефаника



00825557 (W)

Ученый секретарь  
специализированного совета,  
кандидат технических наук

Пелепейченко В. И.

Актуальность проблемы. Топливовпрыскивающая аппаратура двигателей внутреннего сгорания, работающих по дизельному процессу, является главным фактором в организации качественной топливовоздушной смеси в камере сгорания.

Многочисленные исследования показали, что для повышения эффективности использования теплотворной способности впрыскиваемого топлива, необходимо интенсифицировать его подачу в камеру сгорания путем повышения давления в полости форсунки у распыливающих отверстий. Традиционный путь интенсификации процесса впрыскивания - увеличение объемной скорости топлива при нагнетании, реализуется путем увеличения диаметра или скорости плунжера. Это приводит к увеличению контактных напряжений в паре кулачек-ролик толкателя и снижает надежность топливного насоса. Кроме того, у топливных насосов прямого действия закон подачи топлива и величина давления впрыскивания зависит от частоты вращения кулачкового вала, что противоречит требованиям организации рабочего процесса дизеля.

В связи с этим актуальным является разработка надежной топливной аппаратуры, обеспечивающей постоянство давления впрыска независимо от скоростного режима двигателя. К таким системам относится аппаратура с аккумулярованием энергии, необходимой для впрыска цикловой дозы топлива. Этот принцип реализуется в топливных насосах, содержащих два контрплунжера. Один плунжер имеет привод от кулачкового вала и подает цикловую дозу топлива под второй плунжер, аккумулярующий, который выполняет функции нагнетательного и имеет независимый от кинематики двигателя пружинный, гидравлический или пневматический привод. Насосы этого типа, получившие преимущественное распространение в двигателях со свободнодвижущимися поршнями, обладают принципиальными недостатками. К ним относятся отсутствие разгрузки нагнетательного трубопровода, вызывающее подвпрыски топлива, повышенные потери давления в насосе во время нагнетания, приводящие к увеличенным контактным напряжениям в паре кулачек-ролик толкателя, относительно высокая продолжительность фазы впрыскивания и пр. Это не позволяет получить качественного смесеобразования в дизельном цилиндре свободнопоршневого двигателя (СПД) и достичь высоких экономических показателей рабочего цикла и двигателя в целом.

Таким образом, совершенствование процесса топливоподающей аппаратуры аккумулирующего типа для СПД является актуальной научной проблемой.

Цель и задачи исследования. Целью данной работы является создание топливовпрыскивающей аппаратуры СПД, предназначенного для привода автономного электрогенератора мощностью 100 кВт. Для организации качественного смесеобразования в условиях рабочего процесса СПД необходимо сократить продолжительность впрыскивания до значений не превышающих 0,002с и устранить подвпрыски топлива. На основании поставленной задачи сформулированы следующие этапы исследования:

- разработка методики исследования, выбор обобщенных параметров откликов и критериев оценки эффективности исследуемых вариантов схем и конструктивных элементов;
- разработка математической модели топливовпрыскивающей аппаратуры свободнопоршневого двигателя с элементом, формирующим ударную волну в процессе нагнетания;
- выполнение расчетно-теоретических исследований по выбору рациональной схемы топливовпрыскивающей аппаратуры;
- выполнение расчетно-теоретических исследований по изучению влияния отдельных элементов топливного насоса на характеристику топливоподачи;
- разработка методики экспериментальных исследований топливовпрыскивающей аппаратуры на безмоторном стенде и на СПД;
- оценка влияния конструктивных и режимных факторов на параметры топливоподачи.

Объектом исследования выбрана топливовпрыскивающая система свободнопоршневого двигателя, разработанного в ИПМаш АН Украины.

Научная новизна. Предложен способ интенсификации процесса впрыскивания топлива путем повышения максимального давления в результате использования эффекта гидравлического удара и предложена схема насоса, реализующая этот эффект.

Получена аналитическая зависимость для оценки предельной амплитуды ударной волны давления, формируемой на выходе из насоса предложенной схемы.

Разработана математическая модель топливовпрыскивающей аппаратуры аккумулирующего типа.

Обоснована структурная схема взаимного расположения эле-

ментов аккумулирующей топливной аппаратуры и целесообразность применения на СПД форсунок клапанносоплового типа, имеющих малые массы запорных элементов.

Для ликвидации подвпрыска топлива предложены способы разгрузки нагнетательного трубопровода и межклапанной полости форсунок в конце фазы впрыскивания.

Устранена возможность формирования протекания переднего и заднего фронтов волны давления у форсунки.

**Практическая ценность.** Разработанная математическая модель топливоподающей системы, описывающая процессы в топливном насосе аккумулирующего типа в нагнетательном трубопроводе и в форсунке, может быть использована при проектировании и исследовании топливных насосов аккумулирующего типа. Предложенный способ формирования высоких давлений впрыскивания может быть реализован при разработке топливных насосов для дизелей различных типов, в том числе и с кривошипно-шатунным механизмом.

Разработанный насос высокого давления позволяет осуществить в широком диапазоне независимую регулировку как цикловой подачи, так и величину давления впрыскивания топлива независимо от скоростного режима двигателя и может быть использован для отработки параметров рабочего процесса одноцилиндрового отсека дизельного двигателя автотракторного назначения.

Разработанная клапанносопловая форсунка может быть использована на дизелях автотракторного типа при интенсификации процесса топливоподачи. Предложенный способ формирования ударной волны в столбе жидкости с учетом независимости приводов нагнетательного и дозирующего плунжеров может быть использован в различных областях техники, когда необходимо формировать одиночные или с относительно большой периодичностью действия струи жидкости, обладающие большой скоростью истечения.

**Апробация работы.** Основные положения диссертации и отдельных ее разделов доложены и одобрены на всесоюзных научно-технических конференциях, в г. Челябинске (1982 г.), в г. Рязанском (1983 г.), в МВТУ (1987 г.), на отраслевой научно-технической конференции в г. Владимире (1985 г.), на всесоюзном научно-техническом семинаре по двигателям внутреннего сгорания, в МВТУ (18 окт. 1990 г.)

Практическая реализация результатов диссертационной работы осуществлена в Институте проблем машиностроения АН Украины. Созданы опытные образцы топливного насоса аккумуляторного типа и клапанносопловой форсунки, которые внедрены на экспериментальных образцах СПД, разработанного в отделе КСПД ИПМаш АН Украины.

Публикации. Основные положения работы отражены в 8 публикациях, в том числе 3 авторских свидетельства, имеются положительные решения 2-х заявок на изобретение.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы; содержит 122 страницы основного текста, 68 - рисунков, 12 - таблиц. Библиография включает 51 наименование.

### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы.

В первой главе рассмотрена содержащаяся в литературе информация по вопросу развития топливновпрыскивающей аппаратуры для свободнопоршневых двигателей. Выполнен анализ схем топливных насосов аккумуляторного типа, получивших наибольшее применение в зарубежных и отечественных СПД. Многие разработчики топливной аппаратуры для СПД первоначально применяли топливные насосы прямого действия, но при исследованиях выяснилось, что удельный расход топлива превышает требуемый на 40% и более. Причиной этому является особенность кинематической схемы свободнопоршневых двигателей. Поэтому в последующих разработках топливных насосов для СПД были выбраны схемы с аккумулярованием цикловой дозы топлива под плунжером, имеющим независимый от поршней СПД привод. Начало впрыскивания топлива управляется дозирующим плунжером и условно оценивается положением доньшка поршня дизеля относительно плоскости, проходящей через оси форсунок.

В разное время были разработаны топливные насосы для свободнопоршневых генераторов газа: GS-34 (Франция), CS-75 (Англия), фирмы Ганц-Бендрашек моделей АТУКJ, дизелькомпрессора ДК-10, СПГГ ЦНИИМПС и др. В ЦНИТА и ЦНИДИ накоплен большой опыт создания топливных насосов для высокочастотных СПД автотракторного типа. В процессе исследований и эксплуатации

этих насосов было выявлено их несовершенство, выражающееся в недостаточном уровне давления при нагнетании и, соответственно, повышенной продолжительностью впрыскивания, наличием подпрысков топлива из-за отсутствия разгрузки нагнетательного трубопровода, низком уровне надежности конструкций этих насосов, особенно для высокочастотных СПД, зависимости давления впрыскивания от величины цикловой подачи (для насосов с пружинным приводом аккумулирующего плунжера), большими гидравлическими потерями давления в полости насоса в процессе нагнетания.

Во второй главе, на примере анализа процессов топливоподачи насосом НА-09-А3, разработанного в ЦНИТА, показан источник возникновения ударной волны давления, которая способствует повышению потерь давления в полости насоса в процессе нагнетания. На этом основании в схему насоса предлагается ввести элемент, который генерирует ударную волну давления и способствует интенсификации подачи топлива к форсунке.

Применительно к предложенной схеме насоса, известная формула Н.Е. Жуковского, описывающая повышение напора при явлениях гидроудара в водопроводных трубах, может быть приведена к виду:

$$\Delta P = \rho \cdot \frac{f_n}{f_r} \cdot C_{n \max} \cdot a_0, \quad (1)$$

где  $\Delta P$  - предельное значение амплитуды ударной волны давления, замеренное в начале нагнетательного трубопровода;  $\rho$  - плотность топлива;  $f_n$  и  $f_r$  - площади сечения нагнетательного плунжера и внутреннего канала трубопровода;  $C_{n \max}$  - максимальная скорость плунжера;  $a_0$  - скорость распространения звука в жидкости.

В результате анализа конструктивного исполнения топливных насосов аккумулирующего типа были сформулированы основные задачи по совершенствованию их конструктивных элементов, реализующих следующие цели: до минимума уменьшить потери в нагнетательной магистрали насоса; стабилизировать процесс впрыскивания и повысить максимальное его давление до 80...80 МПа, не увеличивая при этом контактных напряжений в паре кулачек-ролик толкателя; снизить уровень остаточного давления в нагнетательном трубопроводе до 3...5 МПа; сократить продолжительность впрыскивания в 2 и более раз, обеспечить высокую технологичность конструкции; повысить эксплуатационные свойства и надежность работы.

В глав приведен анализ работы форсунок закрытого типа в особых условиях рабочего процесса СПД, показана необходимость уменьшения массы иглы распылителя и деталей ее привода. В качестве альтернативы рассматривается возможность применения клапанносопловых форсунок, основным преимуществом которых является уменьшенная масса запорных элементов.

В третьей главе выполнен теоретический анализ выбранной схемы топливного насоса аккумулирующего типа с использованием математической модели топливной аппаратуры. В результате этого выбрана наиболее рациональная конструктивная схема элементов топливного насоса и их взаимного размещения на линии нагнетания.

Для оценки эффективности использования энергии гидравлического удара при нагнетании в результате вариации величины отдельных факторов выбраны обобщенные параметры отклика, такие как величина объемной цикловой подачи, продолжительность впрыскивания, коэффициенты повышения давления в полости нагнетательного трубопровода после насоса и перед форсункой -  $K_{дн}$ ,  $K_{дф}$ , максимальные значения которых обозначают во сколько раз максимальные давления после насоса -  $P_n$  и перед форсункой -  $P_f$  выше статического давления топлива под аккумулирующим плунжером -  $P_{ст}$ , величина которого зависит от уровня давления воздуха в полости цилиндра пневматического привода аккумулирующего плунжера. Величина  $P_{ст}$  определяет контактные напряжения в паре кулачек-ролик толкателя.

Приводится схема математической модели топливной аппаратуры СПД (рис 1), содержащая насос аккумулирующего типа, нагнетательные трубопроводы и две форсунки.

Насос содержит дозирующую пару с плунжером 1, имеющим привод от кулачкового вала, аккумулирующий плунжер 2 приводится от поршня 3, нагруженного сжатым воздухом. Между дозирующими и аккумулирующими полостями расположены дифференциальный 4, дополнительный 5 и обратный 6 клапаны. В выходном штуцере расположен нагнетательный клапан 7. Положение дифференциального клапана 4, запирающего или раскрывающего канал между аккумулирующей и нагнетательной полостями, управляется кромками дозирующего плунжера 1.

При расчете процесса топливоподачи использован известный метод гидродинамического расчета, основы которого были разра-

ботаны И.В. Астаховым. Этот метод основан на совместном решении уравнений движения топлива в трубопроводе высокого давления с уравнениями граничных условий, которые описывают процессы, происходящие в насосе и в форсунке.

Расчет движения сжимающейся жидкости в нагнетательном трубопроводе выполнялось с использованием известного телеграфного уравнения

$$\frac{\partial^2 c}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial c^2}{\partial t} - 2 \frac{K_1}{a_1} \cdot \frac{\partial c}{\partial t} = 0, \quad (2)$$

решение которого выполнялось разностным методом в прямоугольной сетке-таблице вдоль характеристик  $\frac{dt}{dx} = \pm \frac{1}{a}$ . При этом принимались условия, что поток топлива в трубопроводе высокого давления - одномерный, его состояние - изотермическое, а характеристики топлива усреднены в пределах малых интервалов времени и длины трубопровода.

Уравнения граничных условий описывали условия неразрывности потока в дозирующей  $V_d$ , аккумулирующей  $V_{ак}$  полостях насоса, в кармане дифференциального клапана  $V_{дк}$ , в штуцере нагнетательного клапана  $V_{н}$ , в кармане  $V_{ф}$  и под иглой  $V_{а}$  распылителя, а также уравнения перемещения подвижных элементов клапанов и аккумулирующего плунжера с деталями привода. Так, в частности, уравнение неразрывности в полости под аккумулирующим плунжером приняло вид

$$\begin{aligned} d \cdot V_{ак} \cdot \frac{dP_{ак}}{dt} = & f_{дк} \cdot \frac{dY_{дк}}{dt} + f_{з1} \cdot \frac{dY_3}{dt} + f'_{кн} \cdot \frac{dY_{кн}}{dt} - \\ & - f'_{ко} \cdot \frac{dY_{ко}}{dt} - M f_{з1}(Y_3) \cdot U(P_{ак}, P_{н}) + M f_{кн}(Y_{кн}) \cdot \\ & U(P_{д}, P_{ак}) - M f_{ко}(Y_{ко}) \cdot U(P_{ак}, P_{д}). \end{aligned} \quad (3)$$

Условные обозначения параметров, составляющих это уравнение, приведены на рис.1. В уравнениях неразрывности функция в общем виде является составной частью уравнения Бернулли

$$U(P_1, P_2) = \left| \begin{array}{l} \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\rho}} \text{ при } P_1 \geq P_2 \\ \sqrt{\frac{P_2 - P_1}{\rho}} \text{ при } P_2 \geq P_1 \end{array} \right| \quad (4)$$

Основным возмущающим элементом в расчетной модели топливоподдачи является перемещение дозирующего плунжера  $-Y_d$ , который применительно к СПД изменяется по закону

$$Y_d = f(Y_n); Y_n = f(\sum F, t), \quad (5)$$

где  $Y_n$  - закон перемещения поршня двигателя, который в свою очередь зависит от суммы сил  $\sum F$ , действующих на поршневую группу во время их обратного и рабочего ходов и задается по времени  $t$  в виде массива чисел, полученных экспериментальным путем.

С момента отрыва поршня 3 от седа 8 расчет перемещения аккумулирующего плунжера 2 и поршня 3 ведется из условия их взаимного контакта. С момента посадки поршня 3 на седло 8, поджатого пружинным демпфером 9, расчет перемещения плунжера 2 и поршня 3 производится раздельно. При расчете движения массы поджатой пружины принята модель, в которой пружина заменяется эквивалентным прямолинейным стержнем. Определение силы пружины в этом случае решается в зависимости от закона ее деформирования по известной зависимости

$$Y(t) = T_{np} \left[ \frac{C_0(t)}{2} + C_0(t - T_{np}) + C_0(t - 2T_{np}) + \dots \right] \quad (6)$$

где  $T_{np}$  - время движения звуковой волны от одного конца пружины до другого и обратно. Наименьший период собственных колебаний пружины определяется по формуле

$$T_{np} = 2\sqrt{\frac{m_{np}}{Z_{np}}}, \quad (7)$$

где  $m_{np}$  - масса движущихся витков пружины,  $Z_{np}$  - коэффициент жесткости пружины.

При решении граничных условий приняты следующие допущения: не учтены утечки топлива через разгрузочный поясок нагнетательного клапана, мгновенная скорость вытекания топлива через окна и клапаны определены по формулам установившегося течения жидкости, в уравнениях движения клапанов учтен только статический напор, не учтены силы трения уплотнительных колец поршня пневмопривода о зеркало цилиндра.

С целью выбора рациональной схемы топливоподающей аппаратуры для СПД были выбраны четыре расчетные схемы, отличающиеся количеством и взаимным расположением ее узлов.

Схема I. Два комплекта, включающие аккумулирующий плунжер и клапаннозолотниковый распределитель, расположены непосредственно у соответствующей форсунки и сообщаются с дозирующей частью насоса нагнетательными трубопроводами.

Схема II. Два комплекта по схеме I расположены у штуцера дозирующей части насоса и сообщаются с соответствующей форсункой нагнетательным трубопроводом.

Схема III. Два аккумулирующих плунжера заменяются одним - большего диаметра, который совместно с клапаннозолотниковым

распределителем размещен непосредственно у дозирующей полости насоса и сообщается с форсунками двумя нагнетательными трубопроводами.

Схема IV. Эта схема отличается от третьей применением форсунок клапанносоплового типа. Расчетная схема этой форсунки приведена на рис.2.

Результаты выполненных расчетов учтены при выборе окончательной расчетной схемы насоса для СПД. При этом объем топливной магистрали между полостями дозирующего и аккумулирующего плунжеров должен быть минимальным; с целью недопущения предварительных подвпрысков топлива в цилиндр дизеля, вследствие перемещения дифференциального клапана ( поз.4 рис.1) в начальной фазе цикла дозирования, необходимо предусмотреть конструктивный элемент, обеспечивающий снижение дополнительной амплитуды давления у форсунки; для повышения динамичности впрыскивания цикловой дозы топлива в дизельный цилиндр необходимо уменьшать массу подвижных элементов запорного органа форсунки, что может быть реализовано применением клапанносопловых форсунок, имеющих малогабаритный запорный клапан.

Дальнейшие исследования выполнялись с использованием математической модели, в которой выбрана расчетная схема клапанносопловой форсунки по а.с.N 1518566 (рис2).

На основании выполненных расчетов выбраны конструктивные схемы топливного насоса и форсунки, и с учетом конкретной компоновки элементов топливной аппаратуры на СПД уточнены ее конструктивные элементы, которые и были заложены в качестве исходных параметров последующих расчетов.

Для уменьшения амплитуды колебаний давления у форсунки, возникающих при перемещении дифференциального клапана в начале такта дозирования, разработана оригинальная схема пневмопривода аккумулирующего плунжера, основанная на применении демпфирующего поршня малого диаметра, имеющего ограниченный относительно основного поршня пневмоцилиндра ход (а.с.N1873750 СССР).

На последующем этапе исследований математическая модель используется для проведения расчетов в соответствии с выбранным планом эксперимента. Отобраны 15 независимых факторов, вариация значений которых в той или иной мере отражается на значениях обобщенных функций откликов.

По значениям обобщенных функций откликов объекта исследо-

вания из факторного пространства отобраны наиболее значимые по весу факторы, вариация которых отражается на величине максимальной амплитуды давления  $P_H$  и  $P_\Phi$ . К ним относятся масса поршня пневмопривода и аккумулирующего плунжера, объем дозирующей полости, давление воздуха в пневмоцилиндре, отношение площади дозирующего и аккумулирующего плунжеров и масса дифференциального клапана.

На величину дополнительного подвпрыска в начальной фазе дозирования наибольшее влияние оказывают такие факторы, как величина хода дифференциального клапана, диаметр и масса дополнительного поршня пневмопривода, величина давления воздуха в пневмоцилиндре, объем аккумулирующей полости.

Расчеты показали, что в рассматриваемом диапазоне вариации факторов можно сформировать импульс давления у форсунки, максимальное значение которого в 1,44 раза больше статического давления,  $P_{ст}$ . Дальнейшее повышение максимального давления впрыскивания реализуется путем уменьшения массы привода аккумулирующего плунжера. Так при снижении массы элементов привода с 0,235 кг. до 0,070 кг. максимальное значение  $K_{дф}$  увеличивается с 1,44 до 1,667. Показана возможность формирования конфигурации волны давления путем вариации конструктивных элементов. Для этой цели исследовано влияние двух параметров  $J_d/J_{ак}$  и массы пневмопривода на внешний вид характеристики давления у форсунки ( $J_d$  и  $J_{ак}$  - площади дозирующего и аккумулирующего плунжеров). С этой целью в качестве параметра отклика была принята средняя скорость нарастания давления переднего фронта характеристики давления. При неизменном диаметре дозирующего плунжера (12 мм) варьировался диаметр аккумулирующего плунжера (10, 11, 12, и 13 мм). Наибольшая скорость нарастания давления и максимальное значение достигнуты при соотношении  $J_d/J_{ак} = 1,19$ , соответствующее диаметру аккумулирующего плунжера 11 мм. При этом средняя скорость нарастания давления составила 161200 МПа/с, а  $K_{дфmax} = 1,5$ . Эти значения получены при массе привода 0,235 кг. Уменьшение массы его до 0,070 кг. привело к увеличению средней скорости нарастания давления до 185000 МПа/с и  $K_{дфmax} = 1,724$ .

В четвертой главе приведена программа экспериментальных исследований, описаны варианты конструктивных элементов топливной аппаратуры. Исследованы два варианта дополнительных

клапанов - с шариковым запорным элементом и конусным, три варианта дифференциальных клапанов, два из которых интегрированы с наполнительным клапаном, три варианта поршня пневмопривода, два варианта нагнетательного клапана, четыре варианта аккумуляторной пары с диаметром плунжера 10, 11, 12, 13 (мм), три варианта запорного элемента клапанносопловой форсунки.

Экспериментальные исследования проводились, как на безмоторных стендах, так и на свободнопоршневом генераторе газа конструкции Института проблем машиностроения АН Украины.

В пятой главе приведены результаты экспериментальных исследований. Путем сопоставления результатов расчета и эксперимента подтверждена адекватность математической и натурной моделей.

В процессе исследования макетных образцов топливных насосов обнаружена неэффективность применения резиновой манжеты в качестве уплотнения поршня пневмопривода. Повышенные силы трения в паре поршень-цилиндр ограничивали разгон поршня при нагнетании и, как следствие, ограничивали рост давления впрыскивания. Взамен резиновой манжеты разработано уплотнительное устройство с использованием разрезных колец из композиций на основе фторопласта. Герметичность пневмоцилиндра с новым уплотнением не уступает резиновой манжете. Это позволило расширить, в сторону увеличения, диапазон управляемого давления в полости пневмоцилиндра с 2,2 МПа до 3,7 МПа, что способствовало повышению давления впрыскивания до 100 МПа. Дальнейшее увеличение давления воздуха в пневмоцилиндре ограничивается увеличивающимися утечками топлива в аккумуляторной паре.

Исследования показали, что применение конструкции наполнительного и обратного клапанов с шариковым запорным элементом привело к выкрашиванию перемычек гриба, потере плотности запорного элемента, а также к появлению наклепа на его запорной поверхности. По этим причинам была разработана конструкция малогабаритных конусных клапанов. Дальнейшими исследованиями определено, что динамика работы этих клапанов не уступает клапану с шариковым запорным элементом. При этом отмечена высокая стабильность процесса топливоподачи.

Сравнительное исследование насоса с вариантами нагнетательных клапанов показало, что в условиях повышения интенсив-

ности топливopодачи с использованием эффекта гидроудара, применение нагнетательных клапанов модели 43 с разгружающим по-яском, производства Ярославского завода "Дизельаппаратура", обеспечивает приемлемую стабильность процесса топливopодачи, в то время как использование нагнетательных клапанов двойного действия, заимствованных из насоса распределительного типа НД21, производства Чугуевского завода топливной аппаратуры, этого не обеспечивает.

Выполнен большой объем исследовательских работ по выбору наиболее рациональной конструктивной схемы распределительного узла, содержащего предразгонный элемент аккумулирующего плунжера - дифференциальный клапан, генерирующий ударную волну давления.

В главе приведены результаты исследования работы топлив-ного насоса с тремя вариантами распределительных узлов, отличающиеся конструкцией дифференциального клапана. Наилучшим вариантом, с точки зрения обеспечения достаточной стабильности топливopодачи и исключения предварительного подвпрыска, оказался дифференциальный клапан золотникового типа диаметром 8 мм с размещенным в его полости малогабаритного наполнительного клапана.

Экспериментально подтверждено, что уменьшение массы при-вода аккумулирующего плунжера с 0,235 кг до 0,172 кг дало воз-можность интенсифицировать процесс топливopодачи, выражаемое через максимальные значения коэффициентов повышения давления у форсунки с 1,22 до 1,44, а у насоса с 1,74 до 1,88.

Экспериментальным путем подтверждены ранее выполненные расчеты по выбору рационального соотношения площадей дозиру-ющего и аккумулирующего плунжеров  $J_g/J_{ак}$ . Максимальные значения давления у насоса и у форсунки достигнуты при комплектации  $J_g/J_{ак} = 1,19$  ( $d_g = 12$  мм,  $d_{ак} = 11$  мм). При этом зафиксировано давление у насоса 102 МПа, а у форсунки 94 МПа. Измерено максимальное значение скорости перемещения аккумулирующего плунжера на участке нагнетания, оно составило 5 м/с при  $J_g/J_{ак} = 1$  и при давлении воздуха в пневмоцилиндре 3,5 МПа.

На рис.3 приведено поле возможных отклонений па, метров процесса топливopодачи, полученные при испытании насоса на топливном стенде при частоте вращения приводного вала 1800 мин.<sup>-1</sup> а именно: максимальные значения давлений  $P_H$ ,  $P_{Ф}$ , цикловая

подача и максимальные значения коэффициентов  $K_{дн}$  и  $K_{дф}$  в диапазоне вариации давления воздуха в пневмоцилиндре от 1,7 до 3 МПа и в диапазоне рабочих положений рейки топливного насоса.

Большой объем экспериментальных работ при отработке работоспособности элементов топливного насоса и форсунок выполнен на свободнопоршневом двигателе. В процессе моторных исследований, уже после 1,5...2 часов работы СПД на режимах 50...75% от номинальной мощности, зафиксированы отказы работы форсунок закрытого типа из-за потери подвижности иглы распылителя и коксования распыливающих отверстий. В то же время, по причине недостаточной герметичности, пластинчатый запорный элемент клапанносопловой форсунки заменен конусным клапаном облегченной конструкции.

В процессе эксплуатации подтвердилась работоспособность клапанносопловых форсунок. Отсутствие заброса продуктов из камеры сгорания в полость распылителя подтверждается косвенно, путем проверки состояния предохранительного клапана, расположенного непосредственно у кармана распыливающих отверстий. При этом, даже после 50 часов работы СПД, следов сажевых отложений на поверхности предохранительного клапана и термического воздействия не зафиксировано. Не отмечено случаев коксования сопловых отверстий. Отмечена необходимость смещения рейки топливного насоса в сторону уменьшения подачи на 15...20%, от положения рейки на максимальной подаче, в случае замены форсунок закрытого типа клапанносопловыми.

Эффективность использования топливного насоса Г1А-14 по отношению к прототипу НА-09-А3 оценивалась по результатам моторных испытаний в объеме имеющейся информации о результатах работы СПД, укомплектованного насосом НА-09-А3. На рис. 4а приведены осциллограммы давления впрыскивания для обеих насосов при частоте 1900 мин<sup>-1</sup>, совмещенные по началу подачи, а на рис. 4б приведены зависимости значений максимальных давлений характеристики топливоподачи после насоса -  $P_{н\max}$  и перед форсункой -  $P_{ф\max}$ , соответствующие им коэффициенты  $K_{дн}$  и  $K_{дф}$  и цикловая подача топлива в зависимости от частоты рабочих циклов СПД, полученные в результате испытаний СПД Г1А на лабораторном стенде ИПМаш. Топливный насос Г1А-14 комплектовался предразгочным элементом золотникового типа, облегченным поршнем пневмопривода массой 0,172 кг. Топливный насос НА-09-А3

комплектовался пружинным приводом аккумулирующего плунжера. В первом случае применялись клапанносопловые форсунки, во втором - закрытые с диаметром иглы распылителя, равного 6мм. В обоих случаях диаметр аккумулирующего плунжера составил 12мм. Распылители имели одинаковое количество распыливающих отверстий, имеющих эффективное проходное сечение, равное 0,35 мм. Аккумулирующий плунжер нагнетал топливо в две форсунки, размещенные в дизельном цилиндре диаметрально противоположно. Давление в пневмоцилиндре привода аккумулирующего плунжера для насоса Г1А-14 выбиралось из условия равенства затяжки пружины аккумулирующего привода для насоса НА-09-А3 и составило 2,4МПа.

Результаты сравнительных исследований указывают на следующее. Разработанная топливовпрыскивающая аппаратура обеспечивает более крутой передний и задний фронты давления. Значительно увеличилось максимальное давление впрыскивания. Продолжительность впрыскивания цикловой дозы, равной 160 мм для одной форсунки, составила 0,0012...0,0013 с, в то время, как у прототипа эта величина составляла 0,0037...0,0040 с. При этом для нового варианта насоса отсутствует последующая волна давления, способствующая возникновению подвпрыска у прототипа. Эффективность новой топливной аппаратуры выражается косвенно через величину цикловой подачи, которую необходимо подать в дизельный цилиндр для достижения СПД работы, соответствующей определенному скоростному режиму. При этом эффективность новой аппаратуры проявляется во всем диапазоне приведенных режимов и в большей мере в зоне малых нагрузок.

#### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Показана возможность эффективного использования энергии ударной волны для интенсификации процесса впрыскивания топлива. Разработана схема топливного насоса, позволяющая к моменту начала подачи разогнать нагнетательный плунжер до скорости 3 - 5 м/с независимо от скоростного режима приводного вала.

2. Разработана математическая модель системы топливоподачи с аккумулирующим насосом.

3. Выполнены расчетно-теоретические исследования по выбо-

ру наиболее рациональной схемы топливного насоса.

4. Расчетно-экспериментальными исследованиями определено, что в момент нагнетания на выходе из штуцера насоса формируется волна давления, максимальное значение которой в 1,7...1,9 раз выше статического давления в полости под аккумулялирующим плунжером, действующего в течение фазы дозирования и воспринимаемого деталями привода. Для достижения максимального эффекта от использования энергии гидроудара при впрыскивании необходимо уменьшать массы дифференциального и дополнительного клапанов, пневматического привода и аккумулялирующего плунжера.

5. Установлена возможность формирования конфигурации переднего и заднего фронтов волны давления перед запорным органом форсунки, которая обеспечивается подбором соотношения площадей дозирующего и аккумулялирующего плунжеров, а также массой аккумулялирующего плунжера и его привода.

6. Разработан топливный насос аккумулялирующего типа с использованием эффекта гидравлического удара при впрыскивании.

7. Установлено, что при интенсификации процесса топливовпрыскивания в дизельный цилиндр СПД применение закрытых форсунок автотракторного типа нерационально из-за заброса продуктов сгорания в полость форсунки в конце фазы впрыскивания. В качестве альтернативы разработана клапанносопловая форсунка, отличающаяся организацией разгрузки межклапанной полости в конце впрыскивания.

8. Разработанная топливная аппаратура, при установке ее на СПД позволила повысить давление впрыскивания в 1,9...2,5 раз по сравнению с прототипом и сократить продолжительность впрыскивания с 0,0037...0,0040 с до 0,0013...0,0014 с на режиме номинальной мощности.

9. Разработанную схему топливного насоса с использованием энергии гидравлического удара при нагнетании можно использовать при создании топливных насосов для дизелей различных типов. В частности, разработанный топливный насос, можно использовать для отработки параметров рабочего процесса дизеля автотракторного назначения, так как он позволяет регулировать величину давления впрыскивания независимо от цикловой подачи и частоты вращения приводного вала в широком диапазоне.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Карась М.Л.; Хесин А.Я. Аккумулялирующая топливная аппа-

ратура с гидравлическим управлением. // Тезисы докладов Всесоюзной научной конференции "Повышение топливной экономичности ДВС". - Челябинск, 1982.

2. Карась М.Л., Хесин А.Я., Григорьев А.Л. Исследование и совершенствование топливоподающей аппаратуры комбинированного двигателя со сверхвысоким наддувом. // Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции "Современный уровень и пути совершенствования экономических и экологических показателей ДВС". Часть 1. - Ворошиловград, 1983.

3. Карась М.Л., Хесин А.Я., Строков А.П. Разработка и исследование топливной аппаратуры комбинированного двигателя. // Тезисы докладов отраслевой научно-технической конференции "Проблемы форсирования и надежности тракторных и комбайновых двигателей". - Владимир, 1985.

4. А.с. N 1281724 СССР. Топливный аккумулярующий насос / Карась М.Л., Хесин А.Я., Строков А.П., Парсаданов И.В. // Б.И. 1987 N 40.

5. Карась М.Л., Хесин А.Я. Совершенствование топливнорискивающей аппаратуры быстроходного комбинированного свободнопоршневого двигателя. // Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции. МВТУ. - Москва 1987.

6. А.с. N 1518586 СССР. Форсунка для двигателя внутреннего сгорания. / М.Л. Карась // Б.И. 1989 N 40.

7. Карась М.Л., Парсаданов И.В., Строков А.П. Использование эффекта гидроудара в топливоподающей аппаратуре дизеля. // ЦНИИТЭИтяжмаш. Информационный сборник, вып. 3, 1989, с 35...38.

8. А.с. N 1673750 СССР. Топливный насос. / М.Л. Карась, А.Я. Хесин, Г.Е. Хохлов, Е.И. Рублевская. // Б.И. 1991 N 32.



Поля максимальных значений параметров процесса топливо-  
 воподачи насосом ГИА-14 в зависимости от цикловой пода-  
 чи и давления воздуха в пневмоцилиндре при частоте цик-  
 лов 1500 мин<sup>-1</sup>

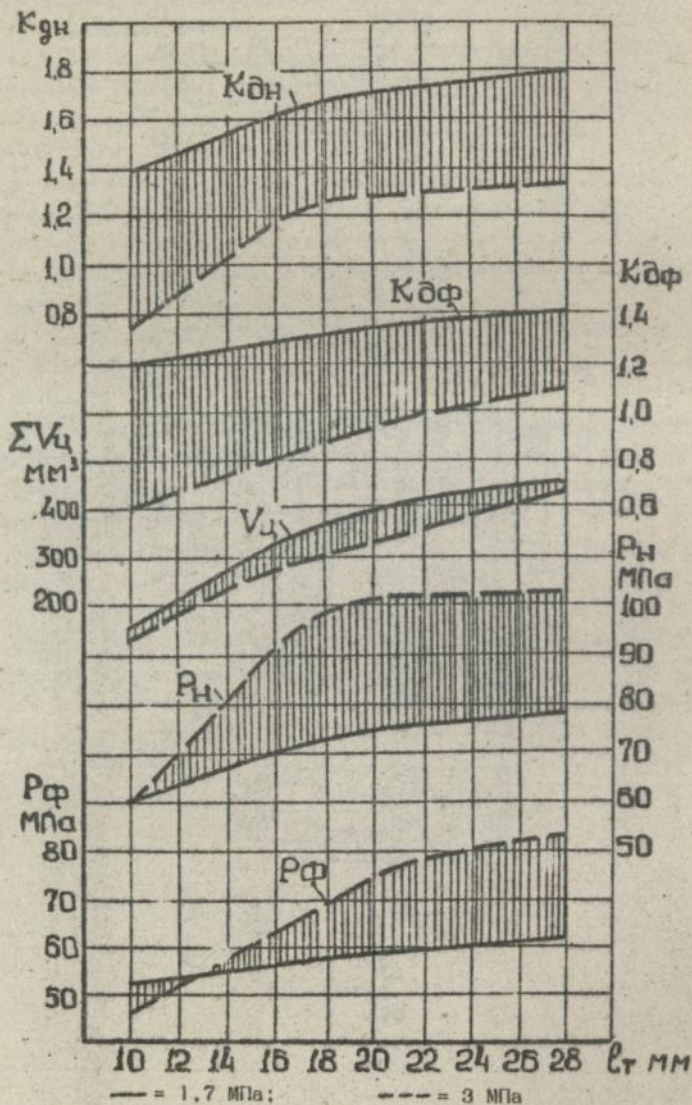
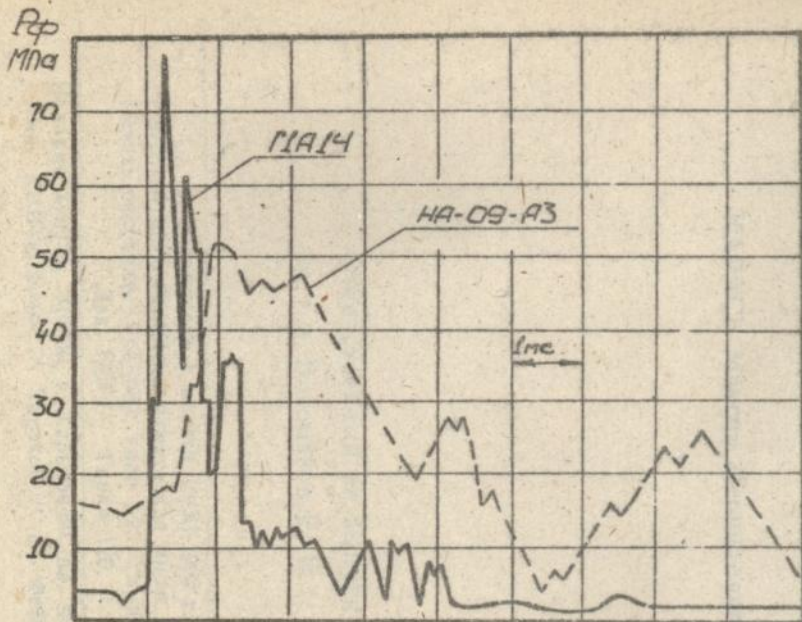
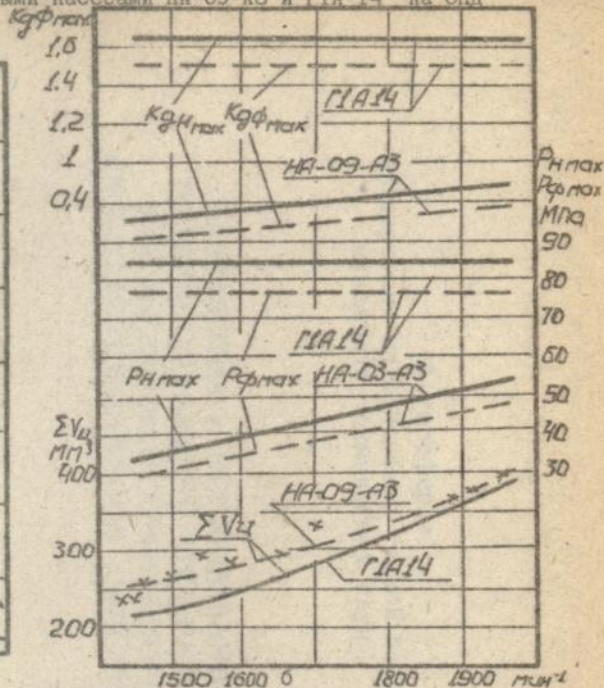


Рис. 3

Сравнительные параметры процесса топливоподачи топливными насосами НА-09-А3 и ГИА-14 на СПД

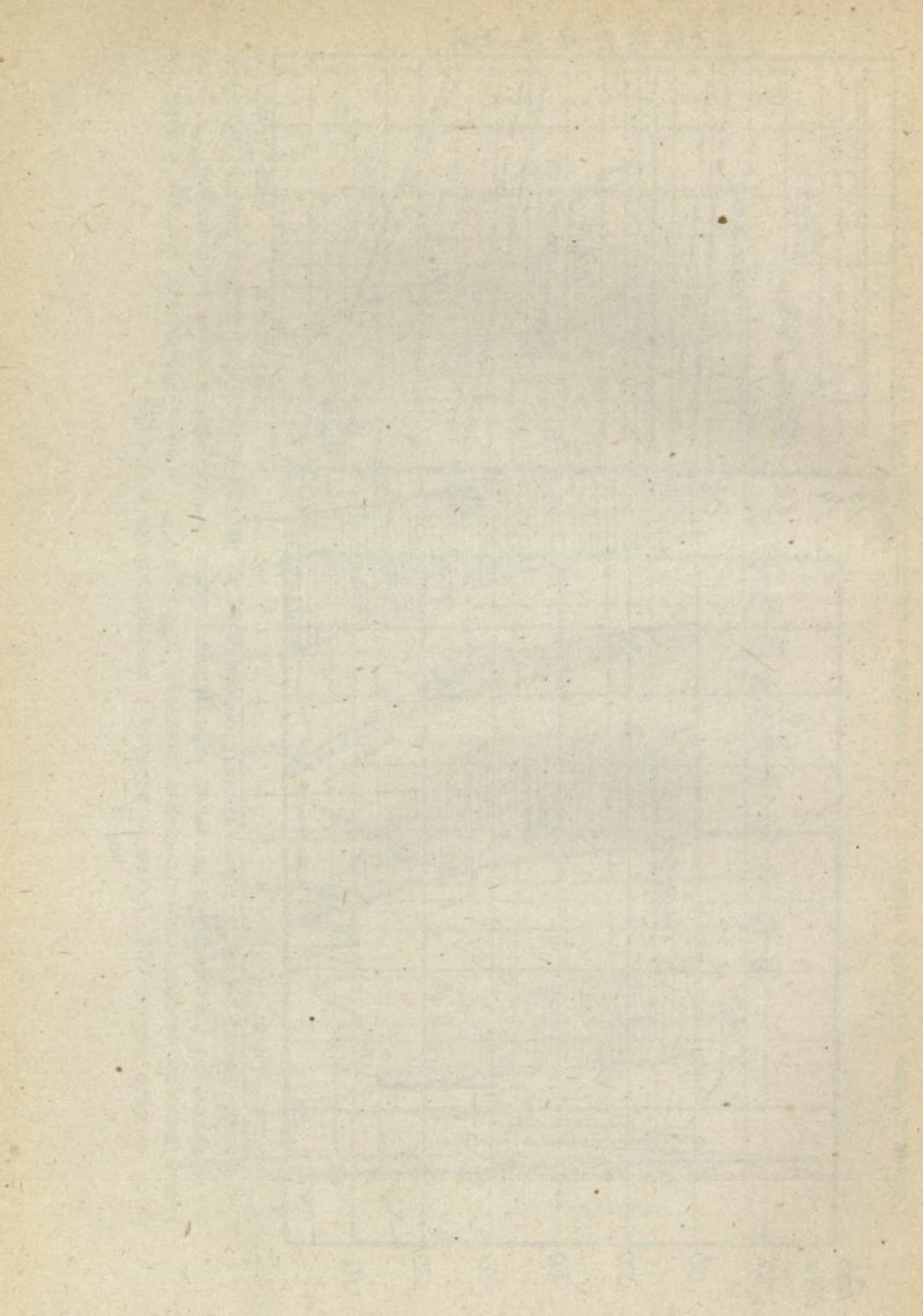


а



а - осциллограммы давления впрыскивания, совмещенные по началу подачи при частоте циклов  $1900 \text{ мин}^{-1}$ ;  
 б - зависимости максимальных давлений впрыскивания после насоса  $P_{н\max}$  и перед форсункой  $P_{ф\max}$ , соответствующие им коэффициенты повышения давления  $K_{дн}$ ,  $K_{дф}$  и цикловая подача топлива в зависимости от частоты циклов СПД. Давление воздуха в пневмоцилиндре - 2,4 МПа.

Рис. 4



Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ  
ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ  
ДЛЯ ВЫСОКОФОРСИРОВАННОГО  
СВОБОДНОПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

КАРАСЬ Максим Леонидович

Ответственный за выпуск  
к. т. н. Богомазов Е. В.

---

Подписано к печати 19/XI-1992 г.  
Формат бумаги 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага для множ. аппаратов.  
Печать офсетная. Усл.-печ. лист 1,25 Уч.-изд. лист 1,5  
Зак. 1957р. Тираж 120.

---

Издание ХИИТа, 310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.  
Тип. ХИИТа, 310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.

AB 26.186