

На правах рукописи

РЫЛКОВ Александр Иванович

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВПРЫСКА ТОПЛИВА
И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА
БЫСТРОХОДНОГО ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

/Специальность 05.04.02 - "Тепловые двигатели"/

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Ленинград - 1979

Работа выполнена на кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент Г.Д. ДРАГУНОВ.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Б.А. ЗАХАРЕНКО, кандидат технических наук, старший научный сотрудник В.Н. ДОЛИНИН.

Ведущая организация - Центральный научно-исследовательский и конструкторский институт топливной аппаратуры автотракторных и стационарных двигателей /ЦНИТА/.

Защита состоится " _____ " _____ 1979 г., в " _____ " часов, на заседании специализированного совета К-1150 Центрального ордена "Знак Почета" научно-исследовательского дизельного института /ЦНИДИ/ по адресу: 196158, Ленинград, Московское шоссе, 25, корпус I.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы на автореферат, заверенные подписью и печатью предприятия, просьба направлять в специализированный совет по указанному выше адресу в двух экземплярах.

Автореферат разослан " _____ " _____ 1979 г.

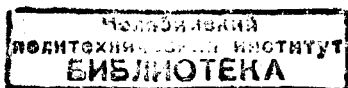
Ученый секретарь специализированного совета К-1150 кандидат технических наук, старший научный сотрудник

Б.Н. СЕМЕНОВ.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

АКТУАЛЬНОСТЬ ИССЛЕДОВАНИЯ. Решениями XXV съезда КПСС поставлена задача "...организовать производство новых типов дизелей с прогрессивными технико-экономическими характеристиками и большой агрегатной мощностью...". Повышение агрегатной мощности дизеля, при условии сохранения или уменьшения его габаритных размеров, достигается форсированием по среднему эффективному давлению и частоте вращения. К числу важнейших агрегатов дизеля, определяющих его технико-экономические показатели, относится топливоподающая аппаратура. Оптимизация процесса топливоподачи на форсированных режимах традиционными методами: увеличением диаметра плунжера, его скорости, эффективного проходного сечения распылителя, разгружающего объема нагнетательного клапана (с целью исключения подвпрысков) приводит, как правило, к ухудшению процесса топливоподачи на частичных режимах работы. Эффективным способом воздействия на процесс топливоподачи в широком диапазоне частот вращения и цикловых подач, позволяющим увеличить производительность топливной системы, сократить продолжительность впрыска и увеличить его давление, скорректировать закон подачи, повысить стабильность, является увеличение начального давления в нагнетательном топливопроводе перед впрыском и осуществление необходимой разгрузки в конце впрыска. Однако, в настоящее время еще недостаточно исследованы особенности гидродинамики процесса топливоподачи при повышенном начальном давлении перед впрыском, что в значительной мере снижает эффективность использования данного способа воздействия на процесс топливоподачи. Таким образом, актуальность исследования обусловлена необходимостью:

- более глубокого исследования гидродинамики процесса подачи топлива при различных начальных условиях в нагнетательном топливо



проведе перед впрыском с целью повышения эффективности и совершенствования процесса топливоподачи;

- исследования и разработки рекомендаций по выбору конструктивных и регулировочных параметров топливной аппаратуры, обеспечивающих высокую эффективность процесса топливоподачи в широком диапазоне режимов работы форсированного дизеля.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ. Основной задачей работы является теоретическое и экспериментальное исследование особенностей процесса топливоподачи при наличии в широком диапазоне режимов работы высокого начального давления перед впрыском, близкого к давлению открытия иглы форсунки, и разработка практических рекомендаций по выбору параметров топливоподающей аппаратуры быстроходного форсированного наддувом дизеля, позволяющих улучшить его экономические и динамические показатели.

Для решения основной задачи потребовалось провести следующий комплекс теоретических и экспериментальных исследований:

1. Расчетно-экспериментальное исследование влияния на гидродинамику подачи топлива высокого начального давления и особенностей его формирования за счет дополнительного хода плунжера.

2. Исследование и выбор параметров топливной аппаратуры, позволяющих выравнивать начальные условия в нагнетательной магистрали в широком диапазоне режимов работы.

3. Исследование эффективности совершенствования показателей впрыска и параметров рабочего цикла быстроходного форсированного дизеля путем создания высокого начального давления.

4. Разработка практических рекомендаций по топливной системе дизеля типа ЧН I5/I6.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ заключается в проведении расчетно-теоретического анализа гидродинамики процесса подачи топлива с ис-

пользованием ЭВМ с последующей экспериментальной проверкой сформулированных выводов и рекомендаций при исследовании топливной аппаратуры и рабочего процесса быстроходного форсированного дизеля.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ - унифицированная топливная аппаратура (топливный насос высокого давления НК-12) двигателей типа ЧН 15/18, ЧН 15/16, ЧН 14,5/20,5, выпускаемых ЧТЗ. Экспериментальная проверка осуществлялась на двигателе ЧН 15/16, форсированном наддувом, с камерой сгорания Гессельман.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА. Установлены основные закономерности гидродинамики подачи топлива при наличии начального давления перед впрыском. Предложены уравнения для определения угла задержки впрыска и цикловой подачи, позволяющие установить их изменение в зависимости от начальных условий в нагнетательном топливопроводе перед впрыском. Усовершенствована методика гидродинамического расчета процесса подачи топлива для топливной системы с дополнительным ходом плунжера. Получены соотношения, позволяющие определить величину начального давления и осуществить уточненный расчет суммарного эффективного проходного сечения нагнетательного клапана с увеличенным зазором по разгружающему пояску. Установлено влияние параметров грибового нагнетательного клапана с разгружающим пояском и его пружины на выравнивание начальных условий в нагнетательном топливопроводе в широком диапазоне режимов работы.

Впервые исследована и показана эффективность системы топливоподачи с высоким начальным давлением перед впрыском, близким к давлению открытия иглы форсунки. Установлены показатели процесса впрыска, определяющие улучшение параметров рабочего цикла быстроходного форсированного дизеля.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ. Установлены закономерности гидродина-

мики подачи топлива при наличии начального давления перед впрыском, что позволило повысить эффективность использования данного способа воздействия на процесс топливоподачи. Разработаны методика и программа гидродинамического расчета топливной системы с дополнительным ходом плунжера, которые могут быть использованы при создании аналогичных систем топливоподачи. Разработаны конкретные рекомендации по выбору параметров топливной аппаратуры, позволяющие:

- создавать высокое начальное давление перед впрыском, регулировать и стабилизировать его величину;
- осуществлять необходимую коррекцию начальных условий в нагнетательном топливопроводе перед впрыском в широком диапазоне режимов работы.

Методика, программа и рекомендации используются ЧТЗ и ЦНИДИ при проведении ОК и НИ работ.

РЕАЛИЗАЦИЯ РАБОТЫ. Используя установленные особенности конструкции и работы топливной аппаратуры с дополнительным ходом плунжера и результаты проведенного исследования, создан опытный образец топливного насоса, который прошел безмоторные и стендовые испытания на одноцилиндровом экспериментальном дизеле I ЧН I5/I6 в лаборатории двигателей ЧПИ в общем объеме 450 часов. Ведется подготовка опытного образца топливного насоса к стендовым испытаниям на полноразмерном дизеле ЧН I5/I6 и технической документации на производство деталей опытного топливного насоса с сохранением их взаимозаменяемости, что позволит использовать серийно выпускаемую топливную аппаратуру.

Методика и программа гидродинамического расчета топливной системы с дополнительным ходом плунжера, а также сформулированные в работе выводы и рекомендации используются на ЧТЗ и в ЦНИДИ.

Результаты работы могут быть использованы в других учреждени-

ях и предприятиях, занимающихся исследованием, доводкой и форсированием дизелей.

АПРОБАЦИЯ. Основные результаты работы доложены, обсуждены и одобрены на научно-технических конференциях ЧПИ в 1977-1978 гг., ЧИМЭСХ 1978 г., Сиб.АДИ, Омск, 1978г., ТАДИ, Ташкент, 1979 г., на зональном семинаре "Использование математического моделирования и ЭВМ в исследовании процессов рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания" ЧДНТП, Челябинск, 1977 г., на Всесоюзных научно-технических конференциях "Проблемы автоматизации разработки двигателей", Коломна, 1978 г. и "Пути повышения топливной экономичности и снижения токсичности автотракторных двигателей", Баку, 1979 г., на Всесоюзном научно-техническом семинаре по ДВС при МВТУ им.Н.Э.Баумана, Москва, 1979 г.

ПУБЛИКАЦИИ. По теме диссертации опубликовано 8 печатных работ.

ОБЪЕМ РАБОТЫ. Работа изложена на 206 стр., из них 134 стр. основного текста, 84 рисунка, 8 таблиц и состоит из введения, четырех глав, общих выводов, списка использованной литературы (102 наименования) и приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первом разделе работы на основании анализа исследований И.В.Астахова, В.И.Балакина, А.Н.Войнова, Н.Х.Дьяченко, Н.Н.Иванченко, О.Б.Леонова, Д.А.Портнова, Б.П.Пугачева, Б.Н.Семёнова, Ю.Б.Свиридова, А.И.Толстова, Б.Н.Файнлейба, М.С.Ховаха и других, показано, что совершенствование дизелей связано с необходимостью улучшения организации процесса сгорания, находящегося в непосредственной зависимости от качества смесеобразования, опреде-

ляемого во многом процессом подачи топлива. Рассмотрены основные требования к топливной аппаратуре (ТА) быстроходного форсированного дизеля и дан анализ возможных способов совершенствования процесса топливоподачи при форсировании. Установлено, что оптимизация работы ТА на форсированных режимах за счет увеличения диаметра плунжера и его скорости, разгружающего объема клапана (с целью исключения подвпрысков), эффективного проходного сечения распылителя вызывает, как правило, ухудшение топливоподачи на частичных режимах.

Анализ работ, выполненных И.В.Астаховым, В.А.Кутовым, А.С.Лышевским, С.Г.Рогановым, Ю.Я.Фоминим и др. по различным топливным системам позволяет сделать вывод об определяющем влиянии остаточного давления p_0 на процесс топливоподачи в широком диапазоне режимов работы. Однако, максимальный уровень используемых величин p_0 ограничивается условием исключения дополнительных впрысков топлива. Актуальным является создание повышенного p_0 только перед впрыском, которое получило в этом случае название начального давления $p_{нач}$. Анализ конструктивных путей создания $p_{нач}$ позволил выявить достаточно простой и эффективный, позволяющий унифицировать штатную ТА, в основе которого лежит принцип создания $p_{нач}$ за счет дополнительного хода плунжера. Однако, сообщений о подробном исследовании такой ТА и рекомендаций по выбору ее конструктивных параметров для топливных систем различных двигателей в известной литературе нет.

Известные из литературных источников результаты исследований по влиянию $p_{нач}$ осуществлялись на безнаддувных или малой форсировки двигателях средней быстроходности (работы В.Г.Заслонова, Е.М.Могендович, В.Г.Окулова, В.Г.Павлюкова и др.). Величина используемых при этом значений $p_{нач}$ колеблется от 0,05 до 9 МПа. Влияние же высокого $p_{нач}$, близкого к давлению открытия иглы форсунки, на показатели процесса впрыска и параметры рабочего цикла

форсированного быстроходного дизеля в настоящее время не исследовано. Неясны пределы количественного изменения величины $\rho_{нач}$ и его влияния на процесс впрыска различных по быстроходности и производительности топливных систем. Отсутствует глубокий анализ "механизма" влияния $\rho_{нач}$ на гидродинамику процесса впрыска, что снижает эффективность использования данного способа воздействия на процесс топливоподачи.

Величину $\rho_{нач}$ в общем виде можно определить следующей зависимостью:

$$\rho_{нач} = \rho_0 + \Delta\rho_{нач} , \quad (I)$$

где $\Delta\rho_{нач}$ - приращение давления за счет подачи предварительной порции топлива в трубопровод.

Величины ρ_0 и $\rho_{нач}$ на различных режимах работы ТА, при использовании наиболее распространенного в дизелестроении грибового нагнетательного клапана с разгружающим пояском, будут изменяться, поэтому задача выравнивания и стабилизации их величин в широком диапазоне режимов работы ТА представляет практический и научный интерес.

Из вышесказанного следует, что необходимость поддержания высокого $\rho_{нач}$ в широком диапазоне режимов работы и связанное с этим улучшение показателей впрыска и параметров рабочего цикла быстроходного форсированного дизеля еще недостаточно изучено и требует дальнейших теоретических и экспериментальных исследований, что подтверждает актуальность задач, поставленных в работе.

Во втором разделе работы приводятся результаты расчетно-теоретического исследования штатной и опытной топливных систем. В качестве базовой использовалась программа гидродинамического расчета, разработанная в МАДИ Л.Н.Голубковым по методу И.В.Астахова.

Установлено, что для исследуемой ТА благоприятной является область высоких значений $p_{нач}$, порядка 15...20 МПа (рис.1).

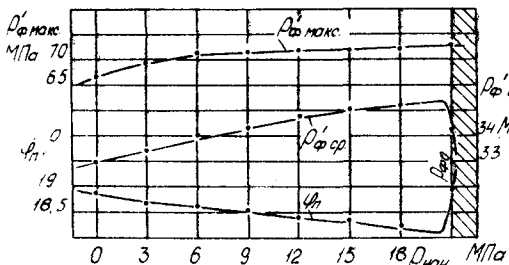


Рис.1. Зависимость показателей впрыска топлива от начального давления: $n_H = 1225 \text{ мин}^{-1}$; $q_H = 0,21 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}$, давление открытия иглы форсунки $p_{фр0} = 21 \text{ МПа}$

Для определения максимально возможной величины $p_{нач}$ предлагается зависимость:

$$p_{нач} = p_{фр0} - \Delta p_{фр0} - \Delta p_{нач}^{вол} - \Delta p_{нач}^{рег}, \quad (2)$$

где $\Delta p_{фр0}$ - снижение давления открытия иглы форсунки в процессе длительной эксплуатации; $\Delta p_{нач}^{вол}$ - приращение максимального давления в нагнетательном топливопроводе после дополнительного хода плунжера относительно начального за счет волновых явлений; $\Delta p_{нач}^{рег}$ - изменение $p_{нач}$ относительно "заданной" его величины в результате регулировок топливного насоса.

Анализ закономерностей гидродинамики подачи топлива при различных начальных условиях в нагнетательном топливопроводе перед впрыском позволил исследовать "механизм" влияния высокого $p_{нач}$. Выявлено влияние $p_{нач}$ на величину цикловой подачи $V_{ц}$ в различные периоды процесса подачи топлива. В данном случае величину $V_{ц}$ предлагается определять зависимостью:

$$V_{ц} = f_n \cdot h_{акт} + \Delta V_{ц_{вс}} + \Delta V_{ц_{отс}} - \Delta V_{сж} - \Delta V_{ут} - \Delta V_{отс} + V_{рн}, \quad (3)$$

где $f_n, h_{акт}$ - площадь плунжера и его активный ход; $\Delta V_{ц_{вс}}$, $\Delta V_{ц_{отс}}$ - приращение цикловой подачи за счет дросселирования на всасывании и при отсечке; $\Delta V_{сж}, \Delta V_{ут}$ - потери цикловой подачи на сжимаемость и утечки; $\Delta V_{отс}$ - объем топлива, перетекающий в отсеч-

ные окна; V_{PH} - объем топлива, предварительно поданный в нагнетательный топливopровод для увеличения $\rho_{нач}$.

Установлено, что влияние $\rho_{нач}$ при постоянной $V_{ч}$ характеризуется:

1. Более поздним началом движения клапана, что приводит к увеличению объема топлива, перетекающего обратно во всасывающие окна, до их перекрытия; $\Delta V_{чвс}$ уменьшается (3).

2. Уменьшением угла задержки впрыска φ_3 , для определения которого предлагаются уравнения, позволившие установить его изменение в зависимости от начальных условий в нагнетательном топливopровode:

$$\varphi_3 = \varphi_3^* + \Delta\varphi_3, \quad (4)$$

где φ_3^* - угол поворота вала насоса (ПВН) от ГНП до начала изменения давления у форсунки; $\Delta\varphi_3$ - угол ПВН от момента подхода к форсунке волны давления до начала открытия иглы форсунки.

При наличии ρ_0 в нагнетательном топливopровode:

$$\varphi_3^* = \frac{L_T}{a} \omega \pi - (\varphi_{ГНП} - \varphi_{НК}), \quad (5)$$

где L_T , a - длина нагнетательного топливopровода и скорость звука в топливе; $\varphi_{ГНП}$, $\varphi_{НК}$ - углы геометрического начала подачи (ГНП) и начала движения клапана.

Если имеют место разрывы сплошности $V_{ос}$ перед впрыском:

$$\varphi_3^* = \frac{L_T}{a} \omega \pi - (\varphi_{ГНП} - \varphi_{НК}) + \Delta\varphi_{ос}, \quad (6)$$

где $\Delta\varphi_{ос}$ - угол ПВН, соответствующий времени заполнения разрывов сплошности, в период от ГНП до начала подъема иглы форсунки.

При увеличении $\rho_{нач}$ от 0 и выше, угол φ_3 уменьшается за счет сокращения угла $\Delta\varphi_3$ и увеличения a с ростом давления. Если имели место $V_{ос}$, то за счет исключения угла $\Delta\varphi_{ос}$ и увеличения a с ростом давления.

3. Изменением скорости плунжера в момент открытия отсечных

окон (что приводит к изменению величины $\Delta V_{ц атс}$ (3)) и его средней скорости на участке активного хода.

4. Уменьшением прямой волны давления $F(t - \frac{L}{a})$.

5. Созданием более благоприятных условий для формирования отраженной волны давления $W(t + \frac{L}{a})$. Установлено, что влияние $W(t + \frac{L}{a})$ можно понизить путем уменьшения объема в распылителе $V_{рп}$, эффективного проходного сечения распылителя $\mu f_{рп}$, выбором оптимального диаметра трубопровода d_T .

6. Изменением закона подачи в сторону уменьшения количества топлива, подаваемого в начальной фазе впрыска.

7. Стабилизацией волновых процессов в топливопроводе.

Увеличение $P_{нач}$ при неизменном положении регулирующих органов насоса способствует увеличению $V_{ц}$, вследствие уменьшения потерь на сжимаемость, затрат хода плунжера на повышение давления до $P_{рп0}$ и реализации в процессе впрыска предварительно поданного объема топлива $V_{рн}$.

Для проведения расчетно-теоретического исследования топливной системы с дополнительным ходом плунжера усовершенствована базовая методика гидродинамического расчета. Расчет осуществляется в два этапа (рис.2):

И з т а п: расчет процесса подачи топлива при дополнительном ходе плунжера с целью определения величины $P_{нач}$.

Величина $P_{нач}$ определяется по разработанным зависимостям:

- если имеет место P_0 перед подачей предварительной порции топлива :

$$P_{нач} = P_0 + \frac{V_{рн}}{\alpha V_c}; \quad (7)$$

- если имеют место $V_{ос}$:

$$P_{нач} = \frac{V_{рн} - V_{ос}}{\alpha V_c}, \quad (8)$$

где α , V_c - коэффициент сжимаемости и суммарный объем нагнетательной магистрали.

Объем топлива $V_{рн}$, оставшийся в нагнетательном топливопрово-

де после дополнительного хода плунжера определяется предлагаемым уравнением: t_2

$$V_{pH} = \int_{t_1}^{t_2} \text{sign}(p_H - p'_H) \mu_{fk} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_H - p'_H|} dt - V_{4\partial} - Z_1 - Z_2, \quad (9)$$

где t_1, t_2 - время начала и окончания перетекания топлива через клапанную щель; p_H, p'_H - текущие давления в надплунжерном объеме (V_H) и в штуцере (V'_H); μ_{fk} - суммарное эффективное проходное сечение клапанной щели; $\rho, V_{4\partial}$ - плотность топлива и цикловая подача при дополнительном ходе плунжера (случай разделенного впрыска); Z_1, Z_2 - утечки топлива через клапан и распылитель.

В расчете учтены установленные особенности конструкции и работы топливной системы при дополнительном ходе плунжера. Основными из них являются:

1. Для формирования $p_{нач}$ необходимо поступление топлива из надплунжерного пространства в штуцер в сочетании с отсутствием процесса отсечки топлива.
2. Посадка клапана на седло происходит раньше момента начала открытия всасывающего окна при обратном ходе плунжера. Непосредственное перетекание топлива из штуцера в линию наполнения отсутствует.
3. Установлена необходимость перетекания топлива из надплунжерного пространства в штуцер при малых подъемах клапана и обоснована целесообразность его обеспечения за счет увеличения зазора по разгружающему пояску клапана.

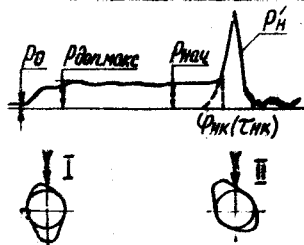


Рис.2. Осциллограмма давления топлива в нагнетательном топливопроводе при работе с топливной системой, имеющей дополнительный ход плунжера для создания начального давления

С учетом указанных особенностей, процесс подачи топлива во входном сечении трубопровода для расчета в общем виде разбивается

на 6 этапов. При использовании нагнетательного клапана с увеличенным зазором по разгружающему пояску количество этапов сокращается до 4.

В наиболее общем виде уравнения баланса топлива для надплунжерного объема V_H и штуцера насоса V'_H имеют вид:

$$\alpha V_H \frac{d\rho_H}{dt} = f_n C_n - \sigma_1 \mu_{св} / \sigma_{св} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{\rho_H - \rho_{св}}} - \sigma_2 f_k \frac{dh_k}{dt} - \sigma_3 \mu_{f_k} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{\rho_H - \rho'_H}}; \quad (I0)$$

$$\alpha V'_H \frac{d\rho'_H}{dt} = \sigma_3 \mu_{f_k} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{\rho_H - \rho'_H}} + f_k \frac{dh_k}{dt} - f_T C_T, \quad (II)$$

где f_n , f_T - площадь плунжера и канала трубопровода; $\mu_{св} / \sigma_{св}$ - эффективное проходное сечение всасывающего окна; $\rho_{св}$ - давление во всасывающей магистрали; f_k , h_k - площадь и подъем клапана; σ_1 , σ_2 , σ_3 - ступенчатые функции, принимающие значение 0 или 1 в зависимости от этапа расчета.

При отсутствии экспериментальной гидравлической характеристики нагнетательного клапана производится уточненный расчет μ_{f_k} по полученным соотношениям для $f_{сч}$ в четыре этапа (в зависимости от h_k).

На рис.3 представлены два этапа, наиболее характерные, из них:

а) $f_{сч} = \frac{1}{2} \pi (2D_1 - h_k) h_k \frac{\sqrt{2}}{2}$; $\mu_{f_k} = \frac{\mu_{сч} f_{сч} \cdot \mu_{з} f_3}{\sqrt{(\mu_{сч} f_{сч})^2 + (\mu_{з} f_3)^2}}$; (I2)

б) $f_{сч} = \frac{1}{2} \pi (2D_1 + h_k - h_{к0} - 3\Delta) \frac{h_k - h_{к0} + \Delta}{\sqrt{2}}$; $\mu_{f_k} = \mu_{сч} f_{сч}$, (I3)

где: $\mu_{сч} f_{сч}$, $\mu_{з} f_3$ - эффективное проходное сечение, соответственно, щели по посадочному конусу и зазора Δ по разгружающему пояску.

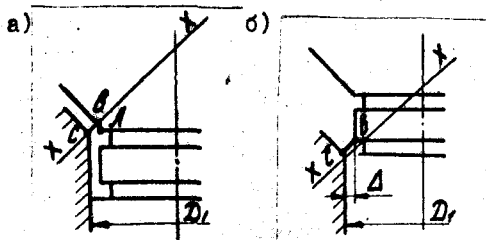


Рис.3. Расчетная схема нагнетательного клапана, имеющего увеличенный зазор по разгружающему пояску

2 этап: расчет процесса впрыска при основном ходе плунжера. Начальные условия известны и определены на первом этапе расчета.

Апробировано новое условие окончания расчета:

$$V_k + V_{pH} = V_{\Sigma} \quad (14)$$

где V_k , V_{Σ} - расход топлива через клапан и цикловая подача в период основного хода плунжера.

В соответствии с методикой внесены ряд изменений, обусловленных особенностями конструкции и работы топливной системы при дополнительном ходе плунжера и необходимостью уточненного расчета суммарного эффективного проходного сечения клапана с увеличенным зазором по разгружающему пояску, в базовую программу расчета на ЭВМ. Программа реализована на языках АЛГОЛ-60 и Fortran-4. В ней также предусмотрен: ввод экспериментальной зависимости скорости звука в топливе от давления, аппроксимированной уравнением полинома второй степени, расчет скорости плунжера методом численного дифференцирования уравнения перемещения плунжера, задаваемого полиномом второй или третьей степени. Сопоставление результатов расчета с экспериментальными замерами давления топлива показало их удовлетворительное совпадение, что подтверждает достаточную точность разработанной методики (рис.4).

Величина $p_{нач}$ (7, 8) определяется объемом топлива V_{pH} , суммарным объемом нагнетательной магистрали V_{Σ} и начальными условиями перед дополнительным ходом плунжера p_0 ($V_{\Sigma c}$). Выявлено, что на величину V_{pH} наибольшее влияние оказывает "время-сечение" клапанной щели, которое в первую очередь определяется зазором по разгружающему пояску Δ , высотой дополнительного кулачка $h_{\Sigma доп}$, скоростью плунжера при движении по дополнительному кулачку $S_{\Sigma доп}$. Установлена качественная и количественная зависимость величины

$p_{нач}$ от указанных параметров.

Зависимость $p_{нач}$ от p_0 и необходимость поддержания высокого

$p_{нч}$ при изменении n и $q_{ц}$ указывает на целесообразность проведения исследования по выравниванию величины p_0 на различных режимах работы, которое оценивалось коэффициентом неустойчивости величины p_0 :

$$K_0 = \frac{p_{0\max} - p_{0\min}}{p_{0\max}} \cdot 100\% \quad (15)$$

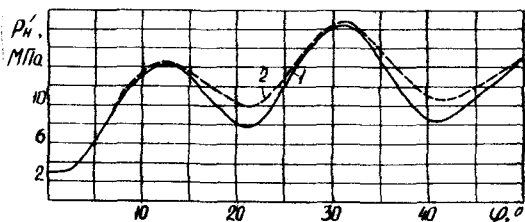


Рис.4. Совмещенные осциллограммы давления топлива в штуцере насоса после дополнительного хода плунжера:
1 – расчет, 2 – эксперимент

Исследования проводились при частотах вращения кулачкового вала насоса $n_H = 725, 1000, 1225 \text{ мин}^{-1}$. Расчетами установлено, что выравниванию величины p_0 способствует уменьшение разгружающей способности клапана (увеличение зазора Δ), уменьшение давления затяжки пружины клапана p_K , выбор оптимальной величины жесткости пружины клапана δ_K (рис.5). Неустойчивость величины $p_{нч}$ оценивалась коэффициентом K_H :

$$K_H = \frac{p_{нч\max} - p_{нч\min}}{p_{нч\max}} \cdot 100\% \quad (16)$$

Параметры нагнетательного клапана и его пружины оказывают одновременное влияние на $p_{нч}$ и p_0 , и поэтому их выбор должен осуществляться исходя из условия получения необходимого $p_{нч}$, удовлетворительных коэффициентов K_0 и K_H , и ограничения p_0 . Для исследуемой топливной системы целесообразны: $\Delta = 0,5 \dots 0,75 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, $\delta_K = 8 \text{ кН/м}$, $p_K = 0,35 \dots 0,5 \text{ МПа}$. Выявлено, что создание $p_{нч}$ за счет дополнительного хода плунжера способствует выравниванию начальных условий. При выбранных параметрах системы: $K_0 = 21,1\%$, а $K_H = 11,7\%$.

В результате расчетно-теоретического исследования выбран про-

филь дополнительного кулачка, который рекомендован к экспериментальной проверке.

В третьем разделе работы описаны объекты исследования, экспериментальная безмоторная установка для исследования ТА, приводятся методика исследования и анализ погрешностей эксперимента.

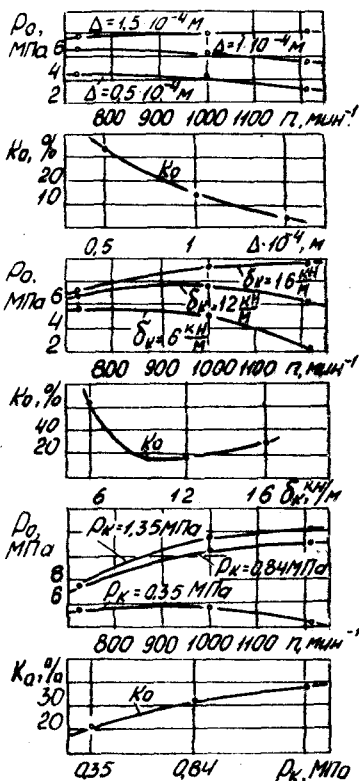


Рис. 5. Зависимость остаточного давления и коэффициента K_0 от параметров клапана и его пружины:

$$q_{\text{ц}} = 0,21 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}$$

Экспериментально подтверждены выводы, сделанные в результате расчетно-теоретического исследования:

1. Для исследуемой ТА целесообразно высокое $P_{\text{нач}} = 14 \dots 15 \text{ МПа}$, величина которого определялась по уравнению (2). Экспериментально установлено, что $\Delta P_{\text{нач}}^{\text{вол}} = 1 \dots 2,5 \text{ МПа}$, $\Delta P_{\text{нач}}^{\text{рег}} = \pm 1,5 \text{ МПа}$, $\Delta P_{\text{фдо}}$ в ряде случаев достигает $2 \dots 3 \text{ МПа}$.

2. Необходимость согласованного выбора конструктивных параметров ТА, ввиду одновременного изменения величин

P_0 и $P_{\text{нач}}$.

3. Подтверждено количественное влияние Δ , P_k и δ_k на величины P_0 , $P_{\text{нач}}$, K_0 и K_n . Исследования осуществлялись при $n_n = 725, 1000, 1225 \text{ мин}^{-1}$ и $q_{\text{ц}} = 0,21 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}$. С увеличением Δ от $0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ до $1,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ P_0 возрастает на $3,8 \dots 5,5 \text{ МПа}$, а $P_{\text{нач}}$ на $2,7 \dots 4,8 \text{ МПа}$. Значения K_0 и K_n с увеличением Δ изменяются, соответственно, с 31% до 6,5% и с 3% до 11%. При увеличении δ_k с 8 кН/м

до 12 кН/м величина ρ_0 возрастает на 1,7...2 МПа, а $\rho_{нач}$ на 1,1...1,4 МПа. Оптимум по K_0 и K_H соответствует $\delta_K = 10$ кН/м ($K_0 = 18\%$, $K_H = 4,2\%$). С увеличением ρ_K от 0,35 до 0,84 МПа приращение ρ_0 достигает 6,8 МПа, а $\rho_{нач}$ 5 МПа. Значения коэффициентов K_0 и K_H с уменьшением ρ_K снижаются, соответственно, с 36% до 21% и с 23% до 6,2%.

Экспериментально установлено, что по совокупности показателей ($\rho_{нач}$, ρ_0 , K_0 , K_H) целесообразны:
 $\Delta = 0,5...0,75 \cdot 10^{-4}$ м, $\rho_K = 0,35$ МПа, $\delta_K = 8$ кН/м, профиль дополнительного кулачка внешний выпуклый, $r_{ндоп} = 3,8 \cdot 10^{-3}$ м. Увеличивая зазор Δ по разгружающему пояску можно изменить характер протекания кривой $\rho_0 = f(n)$, в том числе получить увеличение ρ_0 с понижением n , что способствует коррекции скоростных характеристик топливного насоса.

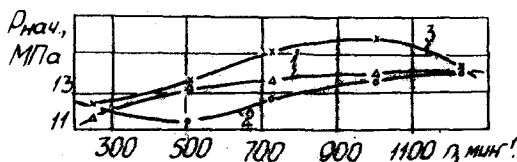


Рис.6. Зависимость начального давления от частоты вращения и цикловой подачи:
 1 - $q_c = 0,05...0,075 \cdot 10^{-3}$ кг/цикл,
 2 - $q_c = 0,14...0,18 \cdot 10^{-3}$ кг/цикл,
 3 - $q_c = 0,21...0,283 \cdot 10^{-3}$ кг/цикл

Экспериментально установлена возможность создания высокого $\rho_{нач}$ в широком диапазоне режимов работы ТН. В диапазоне $n_H = 250...1225$ мин⁻¹ и $q_c = 0,05...0,283 \cdot 10^{-3}$ кг/цикл величина $\rho_{нач}$ колеблется от 11,7 до 15,9 МПа (рис.6).

Сравнительное исследование серийной и опытной топливной системы осуществлялось при различных положениях рейки топливного насоса в диапазоне $n_H = 250...1225$ мин⁻¹. Установлено, что опытная топливная система за счет создания высокого $\rho_{нач}$ перед впрыском позволяет:

- по мере уменьшения q_c и n , увеличить приращение q_c

до 100% и приводит к смещению максимума цикловой подачи в сторону меньших частот вращения;

- увеличить на 3...12 МПа максимальное давление впрыска способствующее повышению качества распыливания топлива;

- обеспечить при увеличенной на 8...14,5% $q_{ц}$, одинаковую с серийной ТА продолжительность впрыска;

- уменьшить на 1...2 град. п. кул. в. угол задержки впрыска и делает его практически независимым от величины $q_{ц}$;

- уменьшить в 1,5 - 3 раза коэффициент неустойчивости топливоподачи по циклам;

- изменить закон впрыска (при условии $\varphi_{гнп} = const$) в сторону уменьшения количества топлива, подаваемого в его начальной фазе, и интенсифицировать заключительную стадию впрыска. При высоком $\rho_{нач}$ необходим незначительный объем топлива (равный расходу через клапан плюс его насосное действие), порядка $15...20 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3$, для поднятия давления в топливопроводе до $\rho_{фр}$. Поэтому начальная фаза впрыска соответствует участку импульса, сформированному в начальный период движения клапана, когда его скорость и скорость перетекания топлива через клапанную щель, определяющие во многом крутизну переднего фронта импульса, незначительны.

Полученные результаты исследования показали высокую эффективность опытной топливной системы в широком диапазоне цикловых подач и частот вращения, что особенно трудно осуществимо при разработке топливных систем для форсированных модификаций дизелей.

В четвертом разделе работы дано описание экспериментальной установки с дизелем ГЧН 15/16, методики проведения испытаний, анализа погрешностей эксперимента и приведены результаты моторных исследований.

Исследования осуществлялись при частотах вращения коленчатого вала двигателя $n_{M_{кр макс}} = 1450 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{N_{е макс}} = 2450 \text{ мин}^{-1}$.

Снимались регулировочные характеристики по углу опережения подачи топлива $\beta_{пт}$ при значениях $p_{нач} = 0; 4$ и 14 МПа. Оптимальными считались те значения $\beta_{пт}$ и $p_{нач}$, при которых величина удельного эффективного расхода топлива g_e была наименьшей, а значение максимального давления цикла $p_{макс}$ не выходило за допустимые для данного двигателя пределы ($p_{макс} \leq 10$ МПа). Установлено, что при целесообразном угле $\beta_{пт}$ увеличение $p_{нач}$ до 14 МПа на режиме $N_{ном}$ позволяет дополнительно уменьшить величину g_e на $6...7$ г/кВт·ч при практически неизменных значениях $p_{макс}$ и $W_{pмакс}$ (последнее связано с изменением закона подачи топлива).

При сравнении нагрузочных характеристик преимущества опытной ТА проявляются более отчетливо (рис.7). На режиме $n = 2450$ мин⁻¹, $p_e = 0,865$ МПа разница в значениях g_e составляет $6...7$ г/кВт·ч и увеличивается с понижением нагрузки. На режиме $n = 1450$ мин⁻¹, $p_e = 1,175$ МПа улучшение экономичности достигает $\Delta g_e = 12...13$ г/кВт·ч. Максимальное давление цикла осталось практически неизменным, или незначительно повысилось при некоторых нагрузках на $0,05...0,1$ МПа, $W_{pмакс}$ также практически не изменилась. Температура отработавших газов T_2 на обоих режимах понизилась на $30...50$ К. Установлено, что использование опытной ТА позволяет форсировать дизель IЧН I5/I6 на 15% по эффективной мощности при сохранении удельного эффективного расхода топлива.

Комплексным анализом индикаторных показателей рабочего цикла совместно с характеристиками топливоподачи и тепловыделения, установлено:

I. За период задержки воспламенения, при работе с обоими вариантами топливных систем, впрыскивается $62...67\%$ от цикловой подачи. Следует иметь в виду, что величина цикловой подачи при работе с опытной ТА меньше, чем при работе с серийной. Величина первого максимума относительной скорости сгорания $\Delta u_z / \Delta x$ и начальный учас-

ток характеристики выгорания χ_z практически также совпадают. Это объясняет неизменность динамических показателей рабочего цикла дизеля.

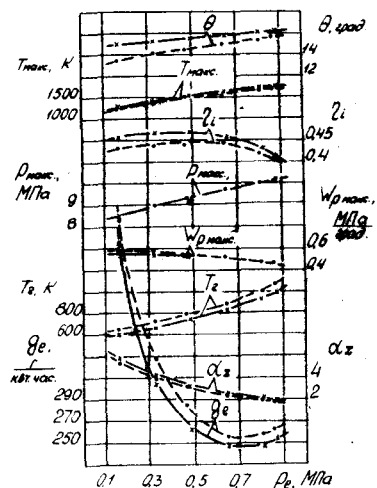


Рис.7. Нагрузочная характеристика дизеля ИЧН 15/16

$$n = 2450 \text{ мин}^{-1}$$

— х — опытная ТА;
 - - - - - серийная ТА.

2. Интенсификация заключительной стадии впрыска и сокращение его общей продолжительности на 3...5 град.п.к.в., в совокупности с более благоприятной ориентацией процесса впрыска относительно ВМТ, позволили увеличить интенсивность сгорания и эффективность теплоиспользования в основном периоде. Второй максимум на характеристике тепловыделения возрос на 0,007 ... 0,008 1/град. Продолжительность процесса сгорания сократилась на 15...30 град. п.к.в. В результате индикаторный к.п.д. увеличился на 1...2,5%.

Моторными исследованиями установлена высокая эффективность совершенствования впрыска высоким начальным давлением в целях улучшения экономичности и повышения мощности быстроходного дизеля, форсированного наддувом.

По результатам работы можно сделать следующие основные выводы:

1. Эффективным способом совершенствования процесса топливоподачи, как на форсированных режимах, так и на режимах малых частот вращения и цикловых подач является создание высокого начального давления топлива перед впрыском в сочетании с необходимой разгрузкой трубопровода после впрыска.

2. Установлены основные закономерности гидродинамики процесса подачи топлива при высоком начальном давлении. Предложены уравне-

ния для определения угла задержки впрыска, позволившие установить причины его изменения в зависимости от начальных условий перед впрыском. Разработана зависимость для оценки изменения цикловой подачи в случае создания начального давления за счет предварительно подаваемого в нагнетательный топливопровод объема топлива, которая позволила проанализировать влияние начального давления на величину цикловой подачи.

3. Уравнения, предложенные для определения величины начального давления, позволили установить, что основными факторами, определяющими величину начального давления, являются:

- суммарный объем нагнетательной магистрали;
- объем топлива, предварительно подаваемый в нагнетательный топливопровод;
- начальные условия в нагнетательном топливопроводе перед подачей предварительной порции топлива.

4. Основными факторами, определяющими объем предварительно подаваемого топлива, в случае его формирования за счет дополнительного хода плунжера, являются профиль дополнительного кулачка и "время-сечение" клапанной щели.

5. Методика и программа гидродинамического расчета, усовершенствованные в настоящей работе с учетом особенностей конструкции и работы топливной аппаратуры с дополнительным ходом плунжера, обеспечивают хорошее совпадение расчетных данных с экспериментальными и могут быть рекомендованы к практическому использованию для расчета аналогичных топливных систем.

6. Выравниванию начальных условий в нагнетательной магистрали при работе на различных режимах способствует уменьшение разгружающего объема нагнетательного клапана, давления предварительной затяжки пружины клапана, выбор оптимального значения ее жесткости. Создание начального давления за счет дополнительного хода плунжера

обеспечивает дополнительное выравнивание начальных условий в нагнетательном топливопроводе перед впрыском (при неизменных параметрах топливной системы коэффициент неустойчивости остаточного давления $K_0 = 21,1\%$, а коэффициент неустойчивости начального давления $K_H = 6,2\%$).

7. Усовершенствованная топливная аппаратура позволяет получить высокое начальное давление в широком диапазоне частот вращения и цикловых подач. Значение начального давления для топливной аппаратуры исследуемого дизеля целесообразно иметь в пределах 14...15 МПа. При этом

- приращение цикловой подачи по мере уменьшения частоты вращения и цикловой подачи достигает 100%, максимум цикловой подачи смещается в сторону меньших частот вращения;
- увеличивается максимальное давление впрыска на 4...6 МПа;
- сокращается продолжительность впрыска на 1,5...2 град.п.к.в.;
- угол задержки впрыска сокращается на 2...4 град.п.к.в. и практически не зависит от величины цикловой подачи;
- изменяется закон впрыска в сторону уменьшения количества топлива, подаваемого в его начальной фазе, и интенсифицируется заключительная стадия впрыска;
- коэффициент неустойчивости топливоподачи уменьшается в 1,5...3. раза.

8. Указанные изменения впрыска, в совокупности с более благоприятной ориентацией процессов впрыска и сгорания относительно ВМТ, при исследовании по нагрузочной характеристике при частотах вращения коленчатого вала, соответствующих номинальной мощности и максимального крутящего момента, при практически неизменных P_{\max} и $W_{P_{\max}}$ позволили достичь понижения удельного эффективного расхода топлива на 7...12 г/кВт·ч, температуры отработавших газов на 30...55 К за счет:

- повышения индикаторного к.п.д. и коэффициента эффективности сгорания на $1...2,5\%$;

- сокращения условной продолжительности сгорания на $15...30$ град.п.к.в.

Совершенствование процесса топливоподачи позволяет сохранить удельный эффективный расход топлива при форсировании дизеля ГЧН 15/16 на 15% при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей номинальной мощности.

ПУБЛИКАЦИИ

1. "Использование гидродинамического метода расчета для анализа процесса топливоподачи быстроходного дизеля", "Проблемы автоматизации разработки двигателей". Тезисы доклада, Коломна, 1978 (соавтор Драгунов Г.Д.).

2. Влияние зазора по разгружающему пояску нагнетательного клапана на работу дизельной топливной аппаратуры. В сб. "Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей", № 212, Челябинск, 1978 (соавтор Драгунов Г.Д.).

3. Расчетное исследование дизельной топливной системы с предварительным поджатием топлива. Межвузовский сб. № 3 "Повышение эффективности работы двигателей автомобилей, тракторов, строительных и дорожных машин". Новосибир. инж.-строит.ин-т, Сиб.АДИ, Новосибирск, 1978 (соавтор Драгунов Г.Д.).

4. Некоторые особенности работы и расчета подачи топлива при дополнительном ходе плунжера. "Автомобили, тракторы и двигатели". Сб. научных трудов ЧПИ, № 214, Челябинск, 1978.

5. Влияние начального давления в топливопроводе на процесс сгорания быстроходного дизеля. "Автомобили, тракторы и двигатели". Сб. научных трудов ЧПИ, № 214, Челябинск, 1978 (соавторы Драгунов Г.Д., Худрявцев В.Н.).

6. Влияние начального давления на показатели процесса впрыска "Автомобили, тракторы и двигатели". Сб. научных трудов ЧПИ, № 195, Челябинск, 1977 (соавтор Драгунов Г.Д.).

7. Исследование параметров рабочего цикла быстроходного дизеля при наличии начального давления в топливопроводе высокого давления. "Автомобили, тракторы и двигатели". Сб. научных трудов ЧПИ, № 195, Челябинск, 1977.

8. Модернизация стенда КИ-921М для испытания топливной аппаратуры дизелей. Информ. листок Челябинского ЦНТИ № 327-76, Челябинск, 1976 (соавторы Драгунов Г.Д., Егоров В.В., Максимов В.В.).