

М 4/8105

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи
УДК 621.43-421

ПОКУСАЕВ МИХАИЛ НИКОЛАЕВИЧ

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТОПЛИВНОЙ
АППАРАТУРЫ СУДОВЫХ СРЕДНЕБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ
УЛУЧШЕНИЕМ ЦЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

(05.04.02. - Тепловые двигатели)

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

Москва - 1984

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор С.Г.Роганов

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
с.н.с. В.А.Кутовой
- кандидат технических наук,
доцент Н.Н.Патрахальцев

Ведущее предприятие - ордена Трудового Красного
Знамени завод дизельной топливной аппаратуры "Коммунист"

Защита диссертации состоится "_____" _____ 1984 г.
в _____ часов на заседании специализированного Совета К.053.15.05
"Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" МВТУ
им. Н.Э.Баумана по адресу:

107005, Москва, Лефортовская набережная, д.1, корпус
"Энергомашиностроения"

С диссертации
им. Н.Э.Бау
Ваши отзывы
печатью учрежден
107005, Мос
Н.Э.Баумана
Аннотация

Ученый секр
Совета К.05

М 418205

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

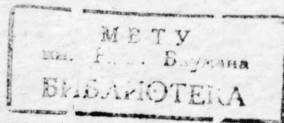
Актуальность исследования. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года", принятых на XXVI съезде КПСС, была поставлена задача по дальнейшему улучшению экономичности, повышению надежности и увеличению долговечности дизелей.

К числу важнейших устройств, определяющих технико-экономические показатели судовых дизелей, относится топливная аппаратура (ТА), работоспособность которой во многом зависит от герметичности щелевых уплотнений (ЩУ) распылителя и плунжерной пары.

Повышение работоспособности ТА и дизеля в целом требует дальнейшего исследования герметичности ЩУ, степени ее воздействия на впрыскивание топлива и рабочий процесс дизеля, и представляет важную научно-техническую задачу и имеет большое практическое значение.

Цель работы. Создание методики расчетного исследования ЩУ на основе закономерностей течения топлива в малых зазорах. Изучение влияния определяющего параметра герметичности ЩУ распылителя и плунжерной пары - радиального зазора, на впрыскивание топлива и рабочий процесс дизеля для топливной системы высокого давления (ТС), имеющей пружинное запираение и открытый объем наддроссельной полости форсунки (ФП) с целью назначения предельных зазоров и допустимости увеличения максимальной величины первоначального зазора. Исследование возможности функционирования и особенностей протекания процесса впрыскивания ТС, содержащей ФП с замкнутым наддроссельным пространством (ФГ) и нахождение диапазона ее работоспособности по величине зазора в ЩУ распылителя.

Научная новизна. Предложена методика расчетного исследования ЩУ распылителя на основе использования гидродинамической теории смазки и теории упругости плосконапряженного состояния цилиндров. Выявлено качественное и количественное поведение смазывающей пленки топлива в зазоре ЩУ. При расчетном исследовании показано воздействие деформаций ЩУ на его работу. Доказана допустимость замены деформаций, пропорциональных эпюре уплотняющего давления, деформациям, пропорциональными линейному распределению давления топлива по длине ЩУ. Установлено, что



движущееся по уплотнению топливо, осуществляет центрирование иглы в корпусе распылителя, способствуя улучшению работоспособности сопряжения. Получены экспериментальные данные о работе форсунки дизеля ЧН 25/34 с замкнутым надголовочным объемом. Проведено исследование влияния герметичности ЦУ распылителя и плунжерной пары на процесс впрыскивания и работу дизеля.

Практическая ценность. Разработанная методика может использоваться при расчете и конструировании ЦУ распылителей. Установлены величины первоначальных и предельных зазоров в распылителях и плунжерных парах. Внедрение полученных рекомендаций по расширению диапазона первоначального зазора в распылителях в производство, приведет к снижению их себестоимости, повышению надежности в эксплуатации вследствие сохранения работоспособности до достижения рекомендуемых предельных значений зазоров. Применение форсунок с замкнутым надголовочным объемом позволяет упростить их конструкцию, сократить расход металла, ликвидировать имеющие место в практике эксплуатации потери утечного топлива при разгерметизации дренажной магистрали и улучшить показатели процесса впрыскивания. Предложенный тензорезисторный датчик с объемным сжатием тонкой манганиновой проволоки (МП) прост по конструкции, технологичен, имеет малые габариты и минимальную величину "вредного" объема и может применяться для измерения давления топлива в различных местах ТС дизеля.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались на заседаниях кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" (КДВС) МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1980-1982 гг., на XIV ежегодной научно-технической конференции по итогам НИР за 1981-1982 учебный год кафедры КДВС МВТУ, на семинарах молодых ученых и специалистов кафедры КДВС МВТУ в 1980-1982 гг., на XXX-XXXII научно-технических конференциях Астрыбвтуза в 1982-1984 гг.

Публикации. Основные положения диссертационной работы опубликованы в четырех печатных работах.

Объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти разделов и заключения. Содержит 157 страниц основного текста, 53 рисунка, 2 таблицы и список использованных источников, включающий 111 наименований.

В первом разделе проведен краткий обзор и анализ работ по расчету утечек через ЦУ ТА и влияния герметичности ЦУ на процесс впрыскивания и работу дизеля.

Большой вклад в изучение ЦУ ТА внесли А.С.Лышевский, И.В. Астахов, О.Я.Фомин, В.А.Кутовой, В.И.Черемисин и др. Анализ работ, в которых предлагаются аналитические и эмпирические зависимости для определения утечек через ЦУ распылителя показал, что оценка качества работы ЦУ только по величине утечки не совсем правомерна. Необходим комплексный подход к расчету ЦУ распылителя, заключающийся в определении не только утечки, но также эпорн уплотняющего давления и сил, действующих на уплотняющие поверхности в течение всего рабочего цикла ТА.

Следует заметить, что до настоящего времени еще недостаточно полно исследована связь между герметичностью ЦУ и работоспособностью ТА. Назначение первоначального зазора и предельного, когда наступает значительное ухудшение качества работы ТС и технико-экономических показателей дизеля, необходимо для прогнозирования технического ресурса, определения надежности и долговечности распылителей и плунжерных пар.

Исследованиями С.Г.Роганова, О.И.Макушева, А.К.Каракаева доказана возможность работы ТС с ФГ для ТА автотракторных дизелей. Расширение области применения подобных систем требует проведения дальнейших исследований их работоспособности применительно к ТА судовых дизелей.

Во втором разделе выполнено расчетно-теоретическое исследование ЦУ распылителя и изложена методика его расчета.

Смазывающий топливный слой, разделяющий трущиеся поверхности уплотнения, имеет толщину $\delta(x, t)$ (рис. I) во много раз меньшую, чем его размеры в двух других направлениях. Это чисто геометрическое обстоятельство позволяет предполагать, что течение топлива в ЦУ распылителя во многом сходно с процессами, описываемыми теорией гидродинамической смазки О.Рейнольдса. Анализ течения жидкости при этом основан на системе дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x}; \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \\ \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0 \end{cases} \quad (I)$$

Использование данных уравнений возможно лишь тогда, когда ЦУ будет работать в режиме жидкостного трения, предполагающего полное отсутствие контакта между скользящими поверхностями, разделенными смазывающей пленкой топлива, находящейся под действием уплотняющего давления на протяжении рабочего цикла ТА. Такая возможность доказана полученными осциллограммами (рис.2) давления топлива в кармане распылителя $p_f(t)$ и по длине ℓ_n зазора $\tilde{b}(x,t)$ в трех его точках $p_1(t)$, $p_2(t)$, $p_3(t)$. Осциллограммы сняты на ТА с ЦП дизеля ЧН 25/34, содержащей нагнетательный клапан топливного насоса высокого давления (ТНВД) без разгрузочного пояса, с использованием специально разработанных датчиков (рис.3). Измерения давлений p_f , p_1 , p_2 , p_3 для различных зазоров и частот вращения кулачкового вала n_k ТНВД показали, что $dp_f/dt > dp_1/dt > dp_2/dt > dp_3/dt$. При этом обнаружено, что чем меньше зазор и больше частота вращения, тем больше разница в величинах градиентов давлений по длине ℓ_n .

В процессе топливоподдачи вследствие деформации распылителя будет изменяться величина и форма зазора ЦУ. Для определения радиальной деформации ЦУ $\tilde{b}_k$ воспользуемся формулой Ляме

$$\tilde{b}_k = \frac{1}{2} d_n \left\{ \left[\frac{(k^2+1)}{(k^2-1)} + 1 \right] \right\} / 2E \quad (2)$$

Допустим, что игла (см.рис.1) занимает концентричное положение и не движется (скорость иглы $C_n = 0$); давление $p_f(t) = p_f$, а в надтылочном ослеме равно атмосферному $p_n(t) = p_a$; качественную картину деформации ЦУ дают пунктирные линии.

Дважды интегрируя первое уравнение системы (1) с учетом граничных условий $y = \tilde{b}(x) V_x = 0$, $y = 0 V_x = 0$, найдем скорость топлива в направлении оси x , проинтегрировав которую по $\tilde{b}(x)$, получим утечку топлива, приведенную к безразмерной форме в виде

$$\tilde{Z}_3 = \frac{1}{\tilde{\mu}(P)} \frac{dP}{dX} \Theta^3(X) \quad (3)$$

где $\Theta = \tilde{b}/\tilde{b}_0$; $\tilde{\mu} = \mu/\mu_0$; $P = p/p_f$; $X = x/\ell_n$; $\tilde{Z}_3 = Z_3/Z_0$; $Z_0 = \pi d_n p_f \tilde{b}_0^3 / 12 \mu \ell_n$

Для определения $\tilde{Z}_3$ по уравнению (3), необходимо знать величину $\Theta(X)$, зависящую неявно от давления P . При использовании выражения (2), изменение зазора в безразмерной форме находим, как

$$\Theta(X) = 1 + MP \quad (4)$$

где $M = p_f \Gamma$; $\Gamma = d_n \left\{ \left[\frac{(k^2+1)}{(k^2-1)} + 1 \right] \right\} / 2E \tilde{b}_0$.

Предположим что деформации иглы и корпуса распылителя изменяются линейно между $\chi = 0$ и I , т.е. пусть

$$G(\chi) = 1 + M\chi \quad (5)$$

Используя предложенную Д.Н.Вырбовым зависимость вязкости топлива от давления в безразмерной форме $\mu = c^{bP}$, и интегрируя уравнение (3) при граничных условиях $P(0) = 0; P(I) = I$, определим $\bar{z}_3$ и эпюру уплотняющего давления $P = P(\chi)$ для выражений (4) и (5).

На рис.4 показана зависимость $\bar{z}_3$ от величины деформации χ , характеризующей параметром M со стороны $\chi = I$ для различных давлений, определяемых показателем $b = p_f / p_a$. Как видно из рис.4, кривые утечек, найденные для случая линейных деформаций ($G \sim \chi$) и деформаций, пропорциональных уплотняющему давлению ($G \sim P$) сходны между собой в рабочей зоне χ распылителя дизеля ЧН 25/34, расположенной ниже кривой I . Казалось бы увеличение давления (рост b) должно приводить к увеличению $\bar{z}_3$, вследствие роста деформации, однако, как это видно из рис.4, этого не наблюдается. Так, рост b с 500 до 1000 приводит к уменьшению $\bar{z}_3$ при $M = I$ в 1,6 раза для утечки, определяемой в случае $G \sim \chi$ и 1,9 раза для $G \sim P$. Это связано с преобладающим влиянием на утечку вязкости топлива, экспоненциально зависящей от давления, нежели увеличение зазора от давления. Хорошее совпадение в протекании кривых для $G \sim \chi$ и $G \sim P$ получено также и для эпюр $P = P(\chi)$.

Форма зазора в χ кроме деформации, зависит и от положения иглы в корпусе распылителя, обычно характеризующего величиной эксцентриситета e . При решении задачи о положении иглы, рассмотрим рис.5, где изображен момент нахождения иглы на седле для ФП. Игла имеет относительно оси AA' излом α , вызванный действием на ее хвостовик запирающего усилия P_2 , образующего с осью AA' угол γ и смещение Δh . При таком положении иглы эксцентриситет является функцией длины уплотнения $e_2 = e_2(\chi)$, а зазор функцией координат χ и угла θ_0 . Исходя из рис.5 можно утверждать, что такое положение иглы в процессе впрыскивания не будет неизменным, ибо, при росте давления p_f , вследствие течения топлива по зазору, в плоскости эксцентриситета e_2 на иглу справа и слева начнут действовать различные по величине силы W_1 и W_2 с точками приложения I_1^* , I_2^* , не находящимися на одной оси. Величины этих сил и координаты точек приложения будут определяться

распределением уплотняющего давления вокруг иглы относительно оси ВВ.

Проведенное теоретическое исследование показало, что для суживающейся щели ($\theta_0 = 0$) падение давления по длине ℓ_n приводит к росту градиента dp/dx , а для расширяющейся ($\theta_0 = \pi$) к падению dp/dx . Поэтому, сила $W_1 > W_2$, а координата $x_1^* > x_2^*$, и игла подвержена действию двух моментов: децентрирующего M_n от сил K и N , стремящегося перекосить иглу и центрирующего M_c от сил W_1 и W_2 , устанавливающего последнюю в соосное с направляющей положение. Величина относительного эксцентриситета ($\xi = e/\tilde{r}_0$) иглы зависит от соотношения M_c и M_n , которые найдем, используя рис.5.

$$M_c = W_1 \ell_1 - W_2 \ell_2; M_n = C_n x_0 [\ell_3 \sin(\alpha + \gamma) + \cos(\alpha + \gamma) \Delta h] \quad (6)$$

На рис.6 показана зависимость M_c и M_n от давления p_f распылителя форсунки дизеля ЧН 25/34. При постоянном усилии затяжки пружины на иглу действует децентрирующий момент с полем $M_n^{\max} - M_n^{\min}$, зависящий от максимальной и минимальной величин $\varphi = (\alpha + \gamma)$ и Δh , и центрирующей, увеличивающийся с ростом давления в кармане распылителя и падающий с уменьшением ξ . Как следует из рис.6, уже начиная с $p_f > 2,0$ МПа (для $\varphi^{\max}, \Delta h^{\max}$) и $p_f > 0,8$ МПа (для $\varphi^{\min}, \Delta h^{\min}$) игла близка к соосному положению, т.к. $\xi \ll 0,1$. Для достижения концентричного положения иглы ($\xi = 0$) необходимо создать давление $p_f \rightarrow \infty$. Чем меньше величина p_f , жестче конструктивные и технологические требования на φ и Δh , тем при меньшем давлении игла займет положение, близкое к концентричному, и наоборот. Естественно, для систем гидравлического запираания, игла не будет иметь эксцентриситета вследствие того, что $M_n = 0$. Снижение усилия затяжки для ФГ на величину, определяемую жесткостью "гидравлической" пружины, также способствует более ранней центровке иглы (при меньшем p_f), чем у ФП. Косвенное подтверждение полученных результатов о положении иглы в корпусе распылителя можно увидеть из приводимой на рис.7 осциллограммы изменения давления в зазоре, замеренного в трех точках с $\theta_0 = 0^\circ, 120^\circ, 240^\circ$ одного пояса ШУ при $i = 0,575 \ell_n$. Из рис.7 следует, что в течение рабочего цикла ТА независимо от координаты θ_0 давление топлива в зазоре ШУ одинаково. А логичные изменения давлений для координат $i = 0,2 \ell_n$ и $i = 0,825 \ell_n$ дали тот же результат.

При изложении методики расчета ШУ, кроме линейности деформации и отсутствия эксцентриситета иглы, принято также, что те-

чение топлива не сопровождается теплообменом, нет диссипации энергии движущегося топлива, поверхности уплотнения абсолютно гладкие, монтажные и термические деформации ЦУ отсутствуют.

Определение утечки $\bar{Z}_i$, эпоры $P = P(X, T)$ и разделяющей силы, приходящейся на единицу ширины уплотнения $\bar{P} = \bar{P}(T)$, проведено для каждого из пяти этапов рабочего цикла ТА (рис.8) на основе совместного решения уравнений системы (I), уравнений изменения величины и формы зазора и движения иглы с учетом граничных условий на входе и выходе уплотнения. В наиболее общем виде для i -ого этапа выражения для показателей, характеризующих качество работы ЦУ, найдены в следующем виде:

$$\bar{Z}_i = \frac{2(1+M_i B_i)}{(2+M_i B_i) \ln C} \left[\frac{P_i(T) - P_0(T)}{C_i'' - C} \right] + \frac{A \bar{C}_n (1+M_i B_i)}{(2+M_i B_i)} \quad (7)$$

$$P(X, T) = -\frac{1}{\ln C} \ln \left\{ C_i'' - \frac{\bar{Z}_i X (2+M_i B_i X) \ln C}{2(1+M_i B_i X)} + \frac{A \bar{C}_n X \ln C}{(1+M_i B_i X)} \right\} \quad (8)$$

$$\bar{P}(T) = -\frac{1}{\ln C} \ln \left\{ C_i'' - \frac{\bar{Z}_i \ln C}{2(1+M_i B_i)} + \frac{A \bar{C}_n \ln C}{M_i^2 B_i^2} \left[M_i B_i - \ln(1+M_i B_i) \right] \right\} \quad (9)$$

где $T = t\omega$; $C_n = \bar{C}_n C_0$; $A = 6\mu_0 C_0 \ell_n / \bar{d}_0^2 p_a$; $\omega = \pi n_k / 30$

для $i=1$ $M_1 = p_{\Phi n} \cdot \Gamma$; $B_1 = P_{\Phi}(T) / p_{\Phi n}$; $\bar{C}_n = 0$; $P_{\Phi}(T) = P_0' + (P_{\Phi n} - P_0'') \frac{T}{\Delta T_1}$

$i=2$ $M_2 = M_1$; $B_2 = 1$; $P_{\Phi}(T) = P_{\Phi n}$; $\bar{C}_n = \bar{C}_n(T)$

$i=4$ $M_4 = p_{\Phi k} \cdot \Gamma$; $B_4 = P_{\Phi}(T) / p_{\Phi k}$; $\bar{C}_n = \bar{C}_n(T)$; $P_{\Phi}(T) = p_{\Phi k} - (p_{\Phi k} - P_0'') \frac{T - T_4}{\Delta T_4}$

$i=5$ $M_5 = p_0'' \cdot \Gamma$; $B_5 = P_{\Phi}(T) / p_0''$; $\bar{C}_n = \bar{C}_n(T)$; $P_{\Phi}(T) = P_0'' - (P_0' - P_0'') \frac{T - T_5}{\Delta T_5}$

Вследствие того, что в течение третьего этапа Δt_3 верхний торец иглы и корпус форсунки образуют торцевое уплотнение (ТУ), которое совместно с ЦУ обеспечивает герметичность полости давления p_{Φ} , утечки отсутствуют, а эпора уплотняющего давления и разделяющая сила, соответствуют давлению P_{Φ} .

Выполненные расчеты утечки топлива для ТА дизеля ЧН 25/34 с ФП по зависимости (7) показали, что наибольшую долю цикловой утечки составили утечки, происходящие в течение первого (Δt_1) (см.рис.8) и, особенно, второго (Δt_2) этапов. Утечки топлива на четвертом этапе (Δt_4) имели весьма незначительную величину. Из

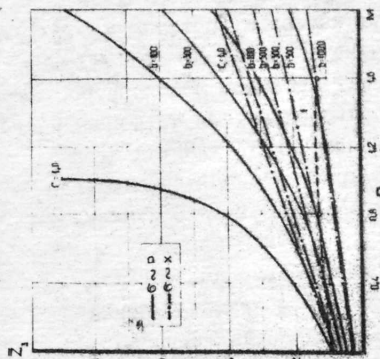


Рис. 4.

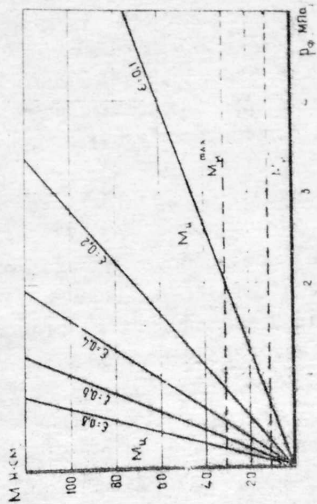


Рис. 6.

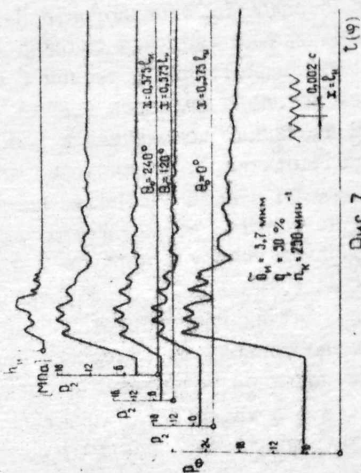


Рис. 7.

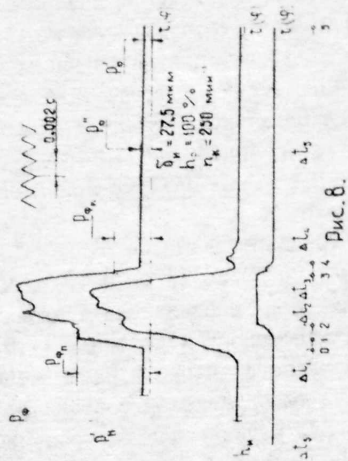


Рис. 8.

результатов расчета $P(x, T)$ и $\bar{P}(T)$ и экспериментов получено, что с уменьшением зазора величина силы, разделяющей сопряженные поверхности ШУ распылителя, увеличивается, усиливая, тем самым, эффект центрирования иглы. Сопоставление результатов расчета утечки и эспры уплотняющего давления по предложенной методике с экспериментальными данными показало их удовлетворительное совпадение.

В третьем разделе приведена методика экспериментального исследования.

Сравнительные испытания ТС судовых среднеоборотных дизелей (ССОД) ЧН 25/34 (с ШП и ФГ) и Ч 17,5/24 (с МП) с различными зазорами в ШУ распылителя и плунжерной пары выполнялись на стенде "Фридман Майер" и дизеле Ч 17,5/24. Максимальная величина первоначального зазора в распылителе в серийном производстве ТА данных типов дизелей составляет 0,8-1,6 мкм.

Для регистрации быстроизменяющихся параметров ТС использовались емкостные датчики давления Руба фирмы "Диза Электроник" совместно с усилителем 51С06, измеряющие давления в полости нагнетательного клапана P_d , в кармане распылителя P_p , в надглоточной полости P_n и в цилиндре дизеля; индуктивные датчики подъема иглы h_n , отметок поворота кулачкового и коленчатого валов и ВМТ φ , сигналы от которых пропускались через усилитель 8АНЧ-7М. Запись протекающих процессов осуществлялась на фотобумагу посредством осциллографа Н-115.

Измерение давления топлива в ШУ производилось малогабаритным тензорезисторным датчиком (см. рис. 3), чувствительным элементом которого является тонкая МП I диаметром 30-50 мкм в шелковой изоляции, помещенная в рабочую камеру F (объемом 4-6 мм³) корпуса датчика 2. Подключению датчика к усилителю 8АНЧ-7М осуществляется с использованием выводных проводов 3 по обычной схеме полумоста, вторым плечом которого служит МП 4, помещенная в нерабочую камеру N корпуса 2 и имеющая ту же длину и диаметр, что и МП I. Полость проводов 3 и камера N заливаются эпоксидной смолой. Датчик вворачивается в корпус распылителя 6 и вследствие разности конусов отверстия корпуса 6 и носика датчика возникает надежное уплотнение и соединение объема между иглой 5 и корпусом 6 с камерой F. Проведенная статическая тарировка датчика выявила линейность характеристики до давления 60 МПа и

отсутствие гистерезиса. В процессе измерений давления в ЦУ датчик показал хорошую работоспособность и надежность.

При проведении испытаний на стенде зазоры в распылителях δ_n изменялись от 1 до 38 мкм у ФП и до 13,6 мкм у ФГ, а в плунжерных парах δ_p от 1 до 16,8 мкм, а на дизеле, соответственно, от 1 до 12,1 мкм и от 1,0 до 11,8 мкм. При этом, увеличение зазора в ЦУ выполнялось путем съема металла с одной и той же подвижной детали (игла, плунжер), что существенно повышало чистоту экспериментов.

Методика эксперимента на безмоторной установке с ТА дизеля ЧН 25/34, содержащей ФП и ФГ, предусматривала снятия поля скоростных характеристик ТС при изменении n_k от 120 до 270 мин⁻¹ для положений рейки ТНВД h_p , соответствующих режимам 10-110% нагрузки для различных величин δ_n и δ_p .

Сравнительные испытания дизеля Ч 17,5/24 при изменении герметичности ЦУ распылителя и плунжерной пары проводились при $N_e = \text{const}$ для каждой точки исследуемой характеристики (нагрузочной, винтовой) независимо от δ_n и δ_p .

Анализ погрешностей и обработки экспериментальных данных показал, что измерительная аппаратура, использованная при исследовании, позволила с достаточной точностью оценить результаты экспериментальных исследований.

В четвертом разделе представлены результаты экспериментального исследования процесса впрыскивания ТС с ФП при изменении герметичности ЦУ распылителя и плунжерной пары и исследовании особенности протекания процесса топливоподачи ТС с ФГ в широком диапазоне изменения зазора в ЦУ и объема надгильочной полости для ТА дизеля ЧН 25/34.

Выполненные эксперименты позволили достаточно полно выявить влияние величины зазора в ЦУ распылителя и плунжерной пары на процесс впрыскивания для ТС с ФП, имеющих разгрузку линии высокого давления (ЛВД).

Проведенная количественная и качественная оценка впрыскивания показала, что при увеличении δ_n с 1,0 до 4-5 мкм различия между зафиксированными параметрами топливоподачи ($P_{\text{ср}}^{\text{нал}}$, $P_n^{\text{нал}}$, $P_n^{\text{макс}}$, продолжительность ϕ_n , условный угол опережения впрыскивания $\phi_{\text{оп}}^*$) трудно уловить, т.к. степень их изменения мала и входит в предел погрешности проводимых измерений и обработки. Устойчивое

различие отмечено лишь для цикловой подачи на режимах $h_p \approx 10\%$, $n_k = 250 \text{ мин}^{-1}$ и $h_p \approx 25\%$, $n_k = 120 \text{ мин}^{-1}$, да и оно соответственно, составило 1,8 и 1,1%. Такое уменьшение цикловой подачи q легко компенсировалось увеличением h_p .

Последующее уменьшение герметичности ЦУ приводит к падению q , p_{Φ}^{max} , p_n^{max} , φ_n , $\varphi_{\text{оп}}^*$, особенно интенсивному на режимах малых подач и частот вращения при $\tilde{q}_n \geq 14-15 \text{ мкм}$. Так, при $\tilde{q}_n = 15 \text{ мкм}$ снижение n_k с 250 до 120 мин^{-1} вызывает падение q на 4,6 и 9,5% для $h_p \approx 100$ и 25%; φ_n и $\varphi_{\text{оп}}^*$ уменьшаются на этой же частоте на 0,4 и 0,7° п.к.в. при $h_p \approx 100\%$. Для $n_k = 250 \text{ мин}^{-1}$ и $h_p \approx 100\%$, p_{Φ}^{max} и p_n^{max} уменьшается на 2,0 и 0,3 МПа, если же нагрузка падает до 25% — на 3,6 и 0,2 МПа.

Выявленная неэквидистантность в протекании скоростных характеристик ТС (при $h_p \geq 50\%$) для различных $\tilde{q}_n$, указывает на факт образования ТУ между корпусом форсунки и верхним торцем иглы в момент нахождения последней на упоре. Специально проведенная серия опытов при наличии и отсутствии ТУ подтвердила указанное выше обстоятельство.

Сравнение осциллограмм давлений p_{Φ} , p_n показало, что уменьшение герметичности ЦУ распылителя сказывается на изменении процесса топливоподачи в основном в начальной части периода активного впрыскивания (особенно при подъеме иглы) и, практически, не сказывается на периоде разгрузки ТС. Это подтверждает ранее выполненные результаты теоретического расчета утечки топлива через ЦУ распылителя.

В отличие от распылителя, герметизацию полости высокого давления в ТНВД осуществляет только ЦУ плунжерной пары. При равных величинах зазора, проходное сечение кольцевой щели у плунжерной пары в d_n/d_n раз больше сечения распылителя. Следовательно, при прочих равных условиях утечка топлива через ЦУ плунжерной пары в процентном отношении к q будет больше, чем через ЦУ распылителя, и поэтому, будет более значительным ее влияние на процесс топливоподачи. Проведенный анализ результатов экспериментов полностью подтвердил такой довод. Уже уменьшение герметичности ЦУ до $\tilde{q}_n = 4,5 \text{ мкм}$ вызывает падение производительности ТС на 27% для $h_p \approx 25\%$ и 5,3% для $h_p \approx 100\%$ при $n_k = 250 \text{ мин}^{-1}$. С уменьшением нагрузки до $h_p \approx 10\%$, увеличивается доля снижения q и становится равной 58%. Максимальные дав-

ления p_{ϕ} и p_n уменьшаются на 2,0 и 2,5 МПа при $h_p = 25\%$, $n_k = 250 \text{ мин}^{-1}$. Количественные изменения в φ_n и $\varphi_{оп}^*$ на всех исследованных режимах незначительны при увеличении δ_n с 1,0 до 4,5 мкм. Выполненное восстановление q для каждой точки исследуемых скоростных характеристик ТА путем увеличения h_p при $\delta_n = 4,5 \text{ мкм}$ показало, что в принятых оценочных показателях впрыскивания ($p_{\phi}^{\max}$, $p_n^{\max}$, φ_n , $\varphi_{оп}^*$) каких-либо отклонений от таковых при $\delta_n = 1,0 \text{ мкм}$ не наблюдается. Аналогичные действия при доведении зазора в плунжерной паре до 6,5 мкм и более приводили к заметному снижению максимальных давлений p_{ϕ} , p_n , уменьшению угла $\varphi_{оп}^*$ и росту φ_n .

Закртие сливной магистрали ФП дизеля ЧН 25/34 глухим колпаком, образовавшим минимальный объем надголовочной полости $V_{n_0} = 11 \text{ см}^3$ (без увеличения габаритов ФП) при величине $\delta_n = 1,0 \text{ мкм}$, вызвало увеличение динамического давления начала подъема $p_{\phi n}$ и опускания $p_{\phi k}$ иглы, соответственно, на 12 и 30% для $h_p = 100\%$, $n_k = 250 \text{ мин}^{-1}$, вследствие дополнительного воздействия на верхнюю часть иглы гидравлической пружины, зависящего от давления p_n . При этом максимальное давление p_{ϕ} осталось без изменения, q снизилась на 1,2% при сокращении продолжительности впрыскивания φ_n , как за счет уменьшения $\varphi_{оп}^*$, так и его более раннего окончания вследствие большого давления $p_{\phi k}$. Наблюдающееся приближение давлений $p_{\phi n}$ и $p_{\phi k}$ к $p_{\phi}^{\max}$ у ТС с ФГ говорит об улучшении распыливания топлива.

Увеличение δ_n до 10–12 мкм при сохранении V_{n_0} вызывает сначала падение p_n , а затем рост, особенно интенсивный, когда зазор превышает 15–16 мкм. На режиме, близком к режиму пуска ($h_p = 110\%$, $n_k = 120 \text{ мин}^{-1}$) и $\delta_n > 17 \text{ мкм}$, вследствие значительной величины утечек, давление p_n настолько возрастало, что наступала потеря работоспособности ФГ – гидроаклинивание. Предпринятое увеличение V_{n_0} практически не сдвинуло границу работоспособности ФГ, ибо, как показала серия экспериментов с различными V_{n_0} , его увеличение свыше 15 см^3 мало влияет на остаточное давление в колпаке к моменту начала впрыскивания p_{n_0} , от которого зависит $p_{\phi n}$. Анализ процесса топливopодачи в диапазоне изменения $\delta_n = 7\text{--}12 \text{ мкм}$ показал, что параметры $p_{\phi}^{\max}$, φ_n , $\varphi_{оп}^*$, q у ФГ практически не отличаются от таковых у ФП, ввиду малой величины p_{n_0} .

Рассмотренный выше характер изменения p_n создает некоторую способность ФГ восстанавливать параметры процесса впрыскивания при уменьшении герметичности ЦУ распылителя. Так, для $h_p = 100\%$, $n_k = 120 \text{ мин}^{-1}$ и $\delta_n = 15,5 \text{ мкм}$, q уменьшилась на 3,6% у ФГ, тогда как у ФП на 6,5%.

В пятом разделе приведены результаты сравнительных испытаний дизеля Ч 17,5/24 при изменении герметичности ЦУ распылителя и плунжерной пары.

Данные обработки эффективных показателей и осциллограмм рабочего процесса показали, что вследствие отсутствия разгрузки ЛВД у ТА дизеля Ч 17,5/24, изменение параметров рабочего процесса при уменьшении герметичности ЦУ распылителя связано в большей степени с переносом процесса впрыскивания на линию расширения в связи с падением остаточного давления в топливопроводе p_0 , и в меньшей мере с увеличением φ_n . Работа дизеля Ч 17,5/24 с $\delta_n < 2-3 \text{ мкм}$ не приводит к какому-либо изменению его технико-экономических показателей. Исследование ТС дизеля Ч 17,5/24 показало, что допустимой в эксплуатации величиной зазора в распылителе следует признать 10-12 мкм, когда в результате ухудшения процесса впрыскивания происходит увеличение удельного эффективного расхода топлива q_e и температуры отработавших газов T_r , соответственно, не более 3 и 6% для режима 10% перегрузки дизеля.

Оснащение ТНВД плунжерной парой с $\delta_n = 5,6 \text{ мкм}$ приводит к некоторому уменьшению действительного угла опережения подачи топлива φ_{on} при одновременном значительном возрастании продолжительности φ_n . Несмотря на неизменность p_0 , давления $p_{\phi}^{\max}$, $p_n^{\max}$ падают. Это вызывает снижение жесткости сгорания, максимального давления цикла и ухудшение экономичности дизеля. Наибольшее увеличение q_e наблюдается на малых нагрузках. Так, на 25% нагрузке при $n = 630 \text{ мин}^{-1}$ q_e возрос на 3,5%. Предельным для ТС дизеля Ч 17,5/24 был принят зазор в плунжерной паре в 5-6 мкм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании проведенных исследований можно сделать следующие основные выводы и рекомендации:

I. Разработанная методика расчетного исследования ЦУ дает возможность на каждом этапе рабочего цикла ТА проводить срав-

нительный анализ изменения показателей, характеризующих качество работы ЦУ. Удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных позволяет рекомендовать методику для решения задач расчета и конструирования ЦУ.

2. В результате расчетно-теоретического анализа работы ЦУ распылителя и экспериментов установлено:

а) на протяжении всего рабочего цикла смазывающая пленка топлива, разделяющая трущиеся поверхности ЦУ, находится под действием уплотняющего давления, указывающего на режим жидкостного трения;

б) интенсивность подъема и спада давления в ЦУ снижается с увеличением его длины, уменьшением зазора и ростом частоты вращения кулачкового вала ТНВД;

в) при расчетном исследовании ЦУ его упругие деформации, пропорциональные эпюре уплотняющего давления, можно рассматривать как деформации, пропорциональные линейному распределению давления топлива по длине зазора;

г) движущееся по уплотнению топливо осуществляет центрирующее действие, стремясь установить иглу в соосное положение со своей направляющей, способствуя, тем самым, повышению работоспособности ЦУ;

д) для ТС, имеющих разгрузку ЛВД, уменьшение герметичности ЦУ распылителя оказывает наибольшее воздействие на период запаздывания впрыскивания и, особенно, на начальную фазу периода активного впрыскивания; каких-либо изменений в протекании периода разгрузки не происходит.

3. Предложенный малогабаритный тензорезисторный датчик, позволяющий производить измерение давления в ЦУ распылителя, прост по конструкции, технологичен, надежен в эксплуатации и может быть рекомендован для регистрации давлений в других местах ТС дизелей, как на стендах, так и на работающих дизелях.

4. Результаты экспериментально-расчетного исследования показали, что максимальное значение первоначального зазора в распылителях может быть рекомендовано для ТС с ФД дизелей:

ЧН 25/34, имеющих разгрузку ЛВД 4-5 мкм;

Ч 17,5/24 без разгрузки топливопровода 2-3 мкм.

Предельным для этих систем можно считать зазор в распылителе, равный, соответственно, 14-15 и 10-12 мкм, а в плунжерной паре

независимо от разгрузки ЛВД 5-6 мкм. Расширение диапазона первоначального зазора в распылителях в производстве путем увеличения его максимального значения приведет к снижению их себестоимости, повысит надежность в эксплуатации вследствие сохранения работоспособности по достижении предельных зазоров.

5. Функционирование ТС с ФГ возможно для ТА ССОД. Их применение позволило улучшить показатели процесса впрыскивания и уменьшить влияние герметичности ЦУ распылителя на параметры топливоподачи, что дает возможность увеличить первоначальную величину зазора в распылителе в 1,5 раза по сравнению с ТС, содержащими ФП. Потеря работоспособности ФГ наступает при зазоре большем 15-16 мкм и объеме надыголочной полости 15 см³.

Материалы диссертационной работы внедрены в ордена Знак Почета управления рыболовно-рефрижераторного флота "Каспрыбо-лодфлот". Внедрение результатов диссертационной работы позволит получить экономический эффект в размере 10 тыс.руб. в год.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Роганов С.Г., Покусаев М.Н., Терентьев В.Е. Исследование работоспособности форсунки с замкнутым надыголочным объемом. - В реф.сб.: Двигатели внутреннего сгорания/ ЦНИИТЭИтяжмаш. - М., 1982, № 18, с. 4-6.

2. Роганов С.Г., Покусаев М.Н. Анализ работы щелевого уплотнения распылителя форсунки. - М.:МВТУ, 1982. - 12 с. (рукопись деп. в ЦНИИТЭИтяжмаше 27.09.82, № 997тм-д82).

3. Роганов С.Г., Покусаев М.Н., Лазуренко В.В. Датчик замера уплотняющего давления щелевых уплотнений топливной аппаратуры. - В реф.сб.: Двигатели внутреннего сгорания/ ЦНИИТЭИтяжмаш. - М., 1983, № 11, с. 12-13.

4. Роганов С.Г., Покусаев М.Н., Терентьев В.Е. Влияние герметичности щелевого уплотнения распылителя на процесс топливоподачи. - Изв.ВУЗов. Машиностроение, 1983, № 3, с. 99-102.

Кроме перечисленных в тексте и общепринятых используются следующие условные обозначения:

- μ_0 - вязкость топлива при атмосферном давлении;
- δ_0 - зазор в исходном состоянии;
- C_0 - средняя скорость иглы за период подъема;
- C_n - жесткость пружины форсунки;
- x_0 - величина предварительной затяжки пружины.

Л - 83085 Подписано в печать 28.04.84г. Формат 60 x 84
Тираж 100 Зак. 375 Ротапринт Астраханского технического
института рыбной промышленности и хозяйства.