

1. С увеличением зазора в паре: втулка плунжера-корпус всасывающего клапана ТНВД при неизменном индексе насоса снижаются цикловая подача, давление и продолжительность впрыскивания топлива. Однако при увеличении зазора от 5 до 30–40 мкм изменение этих параметров даже при впрыскивании маловязкого топлива несущественно и не окажет заметного влияния на рабочий процесс дизеля на всех режимах его работы по винтовой характеристике, включая и режим, соответствующий минимально устойчивой частоте вращения двигателя.

2. На основании результатов исследования процесса топливоподачи в стендовых условиях для дизелей типов ДКРН третьей и четвертой модификаций рекомендуется устанавливать зазор в исследуемой паре от 5 до 30 мкм, а при зазоре более 40–50 мкм всасывающий клапан должен быть заменен.

Список литературы:

1. Фомин Ю.Я., Матвеенко В.П., Черемисин В.И. Влияние диаметрального зазора в плунжерной паре насоса высокого давления на впрыск топлива в судовых дизелях // Судовые силовые установки –М.: Рекламинформбюро ММФ, 1975. – Вып.14. – С. 64-70. 2. Карпов Л.Н., Коршунов О.М. Влияние величины зазора в прецизионных деталях топливной аппаратуры судовых дизелей на процесс топливоподачи // Тр. ЦНИИМФ. – 1971. – Вып. 143. С. 90-98. 3. Фомин Ю.Я. Работа дизеля при установке распылителей форсунок и плунжерных пар с низкой гидроплотностью // Известия вузов. Машиностроение/ МВТУ им. Баумана. – 1976. – №1. – С. 115-118. 4. Фомин Ю.Я., Черемисин В.И. Работа дизеля общего назначения с распылителями с низкой гидроплотностью // Двигателестроение. – 1979. – № 8. – С. 45-47. 5. Фомин Ю.Я. Эксплуатационные характеристики судовых малооборотных дизелей. – М.: Транспорт, 1968. – 340 с.

УДК 621.436.038

*А.Н. Врублевский, канд. техн. наук, А.В. Денисов, асп.,
А.Л. Григорьев, д-р техн. наук, А.В. Грицюк, канд. техн. наук, Г.А. Щербаков, инж.*

**ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ СТУПЕНЧАТОГО
ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В ЦИЛИНДР ДИЗЕЛЯ 4ДТНА С ПОМОЩЬЮ
ДВУХПРУЖИННОЙ ФОРСУНКИ**

Введение

Главными критериями совершенства процесса топливоподачи современного автомобильного дизеля являются показатели экономичности, внешнего шума автомобиля и уровень выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

В табл. 1 приведены пределы и допуски в дБ

(А) для внешнего шума автомобилей, оснащенных дизельными двигателями по нормам ЕЭС [1] (действуют с 10.1995 года) и Украины (действуют с 01.01.2006 года) [2].

Таблица 1. Пределы и допуски в дБ (A) для внешнего шума автомобилей

Категория автомобиля	шум, дБ (A)	
	ЕЭС	Украина
Легковые автомобили	75+1	75
Грузовые автомобили - максимальной массой 2 – 3 т.	76+1	77
- с дизельным двигателем с непосредственным впрыском топлива	77+1	77
максимальной массой свыше 3,5 т - двигатели мощностью до 75 кВт	77+1	77
- двигатели мощностью до 150 кВт	78+1	78
- двигатели мощностью свыше 150 кВт	80+1	80

Без дополнительных мероприятий уровень шума автомобильного дизеля с непосредственным впрыскиванием топлива достигает значений 82 дБ (A) [1].

Для снижения шума работы дизельного двигателя с непосредственным впрыскиванием топлива необходимо ограничивать величину максимального давления сгорания p_z . В этом отношении эффективным решением является организация подачи в цилиндр дизеля пилотной предварительной порции топлива. На рис. 1 показан уровень снижения уровня шума автомобильного дизеля с организацией предварительного впрыскивания топлива.

Гибко изменять характеристику впрыскивания топлива возможно в топливных системах аккумулирующего типа с электронным управлением. В нашей стране системы аккумулирующего типа находятся в стадии разработки. Поэтому целесообразно рассмотреть возможности задания оптимальной характеристики впрыскивания топливной системой непосредственного действия. Один из путей организации

предварительного впрыскивания топлива предложен в [3].

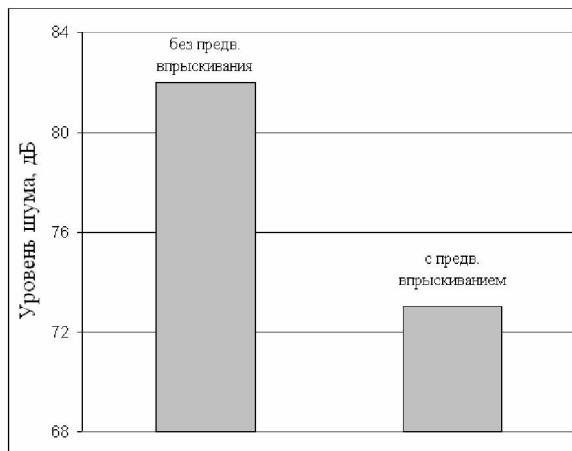


Рис. 1. Снижение шума дизеля с организацией предварительного впрыскивания топлива

В качестве альтернативы двухфазному впрыскиванию можно рассматривать организацию в процессе топливоподачи ступенчатого переднего фронта характеристики впрыскивания. Для обеспечения ступенчатой характеристики впрыскивания в топливной системе непосредственного действия применяют двухпружинные форсунки закрытого типа [4].

В статье рассмотрены конструкция двухпружинной форсунки, методика и результаты расчетов топливной системы непосредственного действия автомобильного дизеля 4ДТНА.

Объект исследования и постановка задачи

Конструкция двухпружинной форсунки для топливной системы дизеля 4ДТНА (4ЧН8,8/8,2) разработана в КП ХКБД. Схема форсунки показана на рис. 2.

Особенности работы двухпружинной форсунки заключаются в следующем. Перемещение иглы 10 разделено на два этапа. На первом предварительном этапе ход иглы ограничен втулкой 8, а начало перемещения иглы – предварительной затяжкой пружины 2. За время предварительного хода эффективное

сечение под иглой μf_r не достигает максимального значения, вследствие чего скорость изменения давления P_a в колодце распылителя ниже скорости изменения давления P_ϕ в кармане распылителя. Это приводит к уменьшению доли топлива поступающего в цилиндр на начальной стадии топливоподачи.

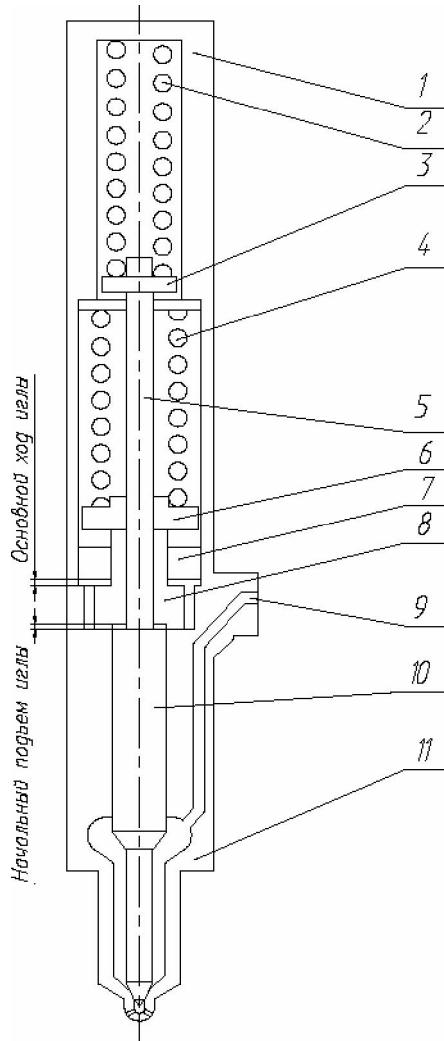


Рис. 2. Схема двухпружинной форсунки: 1 - корпус, 2 - пружина предварительного хода, 3, 6 - тарелки пружин, 4 - пружина основного хода иглы, 5 - шток, 7 - упор-ограничитель хода, 8 - втулка, 9 - подвод топлива к форсунке, 10 - игла, 11 - корпус распылителя

В момент посадки иглы 10 на упор втулки 8 начинается второй основной этап топливоподачи. На этом этапе под действием давления топлива происходит сжатие двух пружин – 2 и 4. Максимальный ход иглы определяется упором 7.

Эффективная работа двухпружинной форсунки в составе топливной аппаратуры дизеля 4 ДТНА возможна при выборе рациональных параметров форсунки – величины предварительного и основного хода иглы, давлений предварительной затяжки пружин форсунки.

В данной статье рассматривается задача определения эффективности применения двухпружинной форсунки для организации ступенчатого впрыскивания топлива. Данная задача решается в ходе математического моделирования работы топливной системы с двухпружинной форсункой.

Моделирование работы топливной системы с двухпружинной форсункой

При выборе рациональных конструктивных и регулировочных параметров двухпружинной форсунки наряду с экспериментальными исследованиями нами выполнено моделирование процесса топливоподачи в топливной системе с двухпружинной форсункой при помощи математической модели гидродинамического расчета. Конструктивные особенности двухпружинной форсунки в математической модели учтены следующим образом:

- в блоке расчета «форсунка» моделируется ступенчатое увеличение жесткости пружины форсунки с момента начала основного этапа впрыскивания;
- с момента начала основного хода иглы мгновенно увеличивается масса движущихся во время впрыскивания деталей.

Указанные уточнения внесены в дифференциальные уравнения, задающие граничные условия для форсунки, а именно:

Уравнение движения иглы, которое для однопружинной форсунки имеет вид

$$m_u \frac{d^2 Y}{d t^2} = P_a \cdot f_u'' + P_\phi \cdot f_u' - c_u \cdot (Y_0 + Y), \quad (1)$$

где m_u – масса иглы и движущихся с ней деталей,

Y – подъем иглы,

t – время,

P_a , P_ϕ – давления в колодце и в кармане распылителя соответственно,

$$f_u'' = f_u \cdot f_u'$$

f_u – площадь поперечного сечения иглы,

f_u' – дифференциальная площадь иглы,

c_u – жесткость пружины форсунки,

Y_0 – предварительное сжатие пружины,

в случае применения двухпружинной форсунки:

- для предварительного хода иглы, когда

$$0 < Y \leq Y_{\max}^n$$

$$m_u^n \frac{d^2 Y}{d t^2} = P_a \cdot f_u'' + P_\phi \cdot f_u' - c_u^n \cdot (Y_0^n + Y), \quad (2)$$

- для основного этапа впрыскивания топлива, когда выполняется условие $Y_{\max}^n < Y \leq Y_{\max}$

$$(m_u^n + m_u^o) \frac{d^2 Y}{d t^2} = P_a \cdot f_u'' + P_\phi \cdot f_u' - c_u^n \cdot (Y_0^n + Y) - c_u^o \cdot (Y_0^o + Y - Y_{\max}^n), \quad (3)$$

где m_u^n , m_u^o – масса иглы и движущихся с ней деталей на предварительном и основном этапе соответственно,

c_u^n , c_u^o – жесткость пружин предварительного и основного хода иглы,

Y_{\max}^n – значение максимального хода иглы на предварительном этапе,

Y_0^n , Y_0^o – предварительное сжатие пружин 2 и 4 (см. рис. 2).

Уравнение сплошности потока в кармане распылителя двухпружинной форсунки можно представить в виде:

$$\alpha \cdot V_\phi \frac{d P_\phi}{d t} = f_T \cdot U_T - f_u \cdot \frac{d Y}{d t} + \frac{d V_{osc}}{d t} - \mu f_T \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_\phi - P_a)}, \quad (4)$$

где α – коэффициент сжимаемости топлива,

V_ϕ , V_{osc} – объемы кармана распылителя и полости, освобождаемой иглой при подъеме,

f_T – площадь внутреннего сечения топливопровода,

f_u – площадь поперечного сечения иглы,

U_T – скорость топлива в выходном сечении нагнетательного трубопровода,

μf_T – эффективное сечение под иглой.

ρ – плотность топлива.

В правую часть уравнения (4) входит скорость перемещения иглы dY/dt . Т.к. при подъеме иглы в момент ее посадки на промежуточный упор происходит мгновенное увеличение массы движущихся деталей, то скорость иглы уменьшится в соответствии с равенством

$$(m_u^n + m_u^o) \cdot \frac{d Y^*}{d t} = m_u^n \cdot \frac{d Y}{d t}, \quad (5)$$

отвечаая закону сохранения импульса при жестком ударе.

Результаты расчетов

Результаты гидродинамического расчета топливной системы высокого давления непосредственного действия с двухпружинной форсункой выполненные в среде пакета MathCAD 11 приведены в табл. 2 и на рис. 3 – 8. В табл. 2 кроме расчетных параметров процесса топливоподачи топливной системы с двухпружинной форсункой (в знаменателе) для сравнения представлены данные безмоторных испытаний топливной системы с двухпружинной форсункой (в числителе). На рис. 7, 8 для сравнения представлены расчетные и опытные кривые изменения давления РА в колодце распылителя двухпружинной форсунки дизеля 4ДТНА.

Таблица 2. Сравнение безмоторных испытаний с результатами расчета топливной системы дизеля 4ДТНА с двухпружинной форсункой

Частота вращения вала ТНВД, мин^{-1}	Цикловая подача топлива, $\text{мм}^3/\text{цикл}$	Давление впрыскивания, МПа	Продолжительность впрыскивания, град. кул. вала
400	7,5	10,5/10,0	2,96/3,5
1000	56	47,0/47,0	11,5/14,0
1500	53	59,0/60,0	13,2/13,1
2100	45	78,5/74,0	15,2/15,2

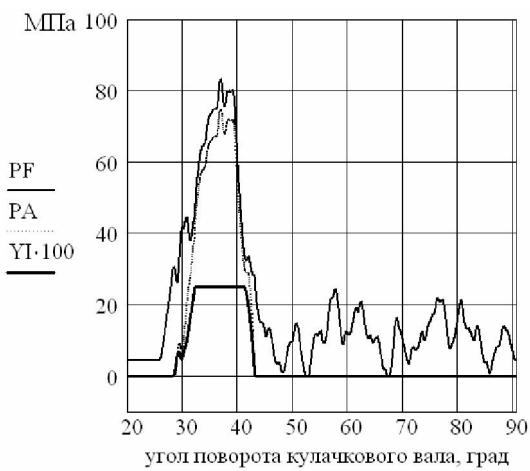


Рис. 3. Расчетные кривые давлений в кармане PF и в колодце PA распылителя, хода иглы форсунки YI $n_{кул. вал} = 2100 \text{ мин}^{-1}$, $q_i = 45 \text{ мм}^3$.

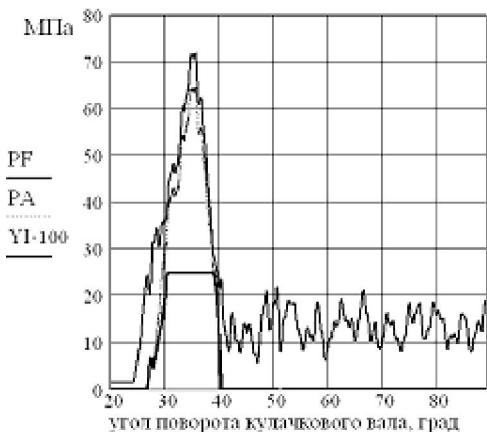


Рис. 4. Расчетные кривые давлений в кармане PF и в колодце PA распылителя, хода иглы форсунки YI $n_{кул. вал} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $q_i = 54 \text{ мм}^3$.

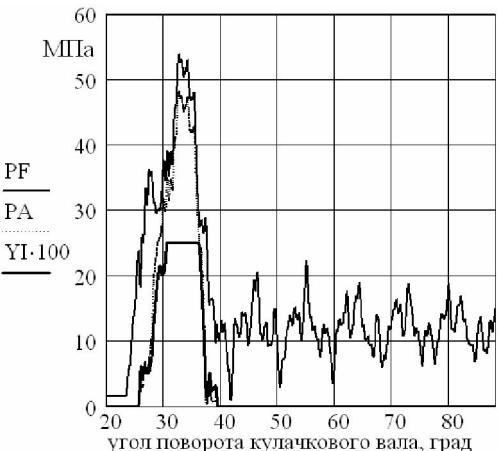


Рис. 6. Расчетные кривые давлений в кармане PF и в колодце PA распылителя, хода иглы форсунки YI
 $n_{кул. вал} = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $q_i = 54 \text{ мм}^3$

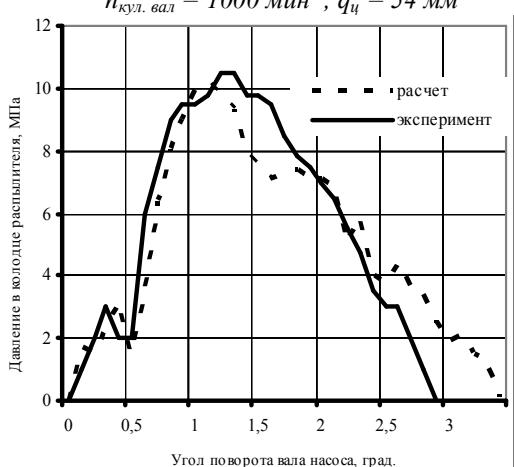


Рис. 7. Расчетные экспериментальные кривые давления PA в колодце распылителя двухпружинной форсунки
 $n_{кул. вал} = 400 \text{ мин}^{-1}$, $q_i = 7,5 \text{ мм}^3$.

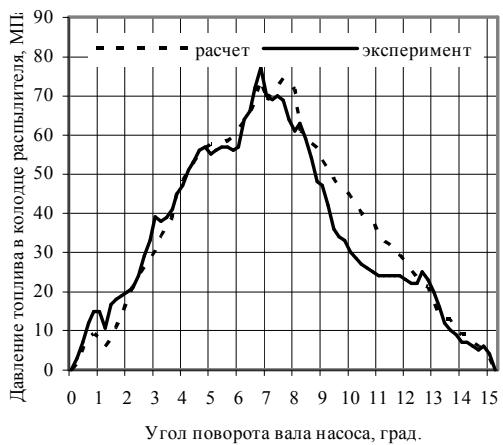


Рис. 8. Расчетные и экспериментальные кривые давления PA в колодце распылителя двухпружинной форсунки $n_{кул. вал} = 2100 \text{ мин}^{-1}$, $q_i = 45 \text{ мм}^3$.

Проведенные расчеты показывают, что при величине предварительного хода иглы $Y_{max}'' = 0,05$ мм, затяжке пружины предварительного $P_{фо}'' = 12$ МПа и основного $P_{фо} = 25$ МПа хода обеспечивается ступенчатый характер подъема иглы на всех режимах работы дизеля. На режиме холостого хода с помощью двухпружинной форсунки возможно организовать двухфазную подачу топлива в цилиндр дизеля. Результаты расчета подтверждаются данными безмоторных испытаний топливной системы, проведенными в КП ХКБД.

Заключение

1. Применение двухпружинной форсунки с рациональными параметрами приводит к затягиванию подачи топлива в цилиндр дизеля в начальный период впрыскивания (до максимального подъема иглы). При этом продолжительность впрыскивания увеличивается в сравнении с топливной системой с однопружинной форсункой в 3 раза на режиме холостого хода ($n_{кул.вал} = 400 \text{ мин}^{-1}$, $q_u = 7,5 \text{ мм}^3$), в 1,4 раза на режиме максимального крутящего момента ($n_{кул.вал} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $q_u = 54 \text{ мм}^3$). Данный эффект следует рассматривать как положительный, способствующий понижению жесткости сгорания в цилиндре дизеля с неразделенной камерой сгорания.

2. В случае применения двухпружинной форсунки максимальные давления в полостях насоса и форсунки на всех режимах аналогичны указанным значениям в топливной системе с однопружинной форсункой.

Список литературы:

- 1 Автомобильный справочник: Пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.: ил. 2. Національний стандарт України “Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження колісних транспортних засобів, що мають не менше ніж чотири колеса, стосовно створюваного ними шуму” ДСТУ UN/ECE R 51-02:2004, Київ, Держспоживстандарт України, 2005, 31 с.
3. Пат.22446A Украина, МКИ F02M63/06. Пристрій для упорскування палива в дизель і газодизель/ Розенбліт Г.Б., Григор'єв О.Л., Куриц О.А., Врублевський О.М.; ХарДАЗТ – Заявл. 14.11.95; Опубл. 03.03.98. Бюл. №3.4. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. С40 Первое русское издание. - М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.