

плуатації при збільшені потужності двигуна є необхідною умовою прогнозування ресурсної міцності.

3. Запропоновано комплекс економічних моделей оцінки ресурсної міцності поршня дизельного двигуна, що враховує категорію трактора для різних конструктивних варіантів поршнів.

Подальший напрямок робіт пов'язаний з розробкою економічних моделей оцінки ресурсної міцності поршнів автомобільних дизелів та виконанням конструктивної оптимізації поршнів перспективних дизелів.

Список літератури:

1. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / За ред. проф. А.П. Марченка. – Харків: Прапор, 2004. – 288 с. 2. Костин А.К. и др. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 284 с. 3. Абрамчук Ф.И. Ос-

новы повышения термоусталостной и длительной прочности поршней быстроходных форсированных дизелей: Дис. докт. техн. наук: 05.04.02. – Харьков, 1990. – 317 с. 4. Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении // Двигателестроение. – 1991. – №11. – С. 14-15. 5. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПИ», 2001. – 332с. 6. Коваль И.А., Вахтель И.Ю., Диденко А.М. Ускоренные испытания двигателей // Тракторы и сельхозмашины.–1974. – №12. С. 3-5. 7. Ажипто Н.А., Балюк Б.К. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования // Двигателестроение. – 1985. – №8. – С. 17-20. 8. Пылёва Т.К., Турчин В.Т. Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения машин различного назначения // Двигатели внутр. сгор. – 2007. – №1. – С.121-127.

УДК 621.436.12

Ю.Е. Драган, канд. техн. наук

МЕТОДИКА УЧЕТА СЖИМАЕМОСТИ ТОПЛИВА И ДЕФОРМАЦИИ ШТАНГИ ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ФОРСУНОК

Введение

Аккумуляторные топливные системы типа «Common Rail» для дизельных двигателей все шире применяются в автомобилестроении и в других транспортных отраслях. По прогнозу фирмы R. Bosch к 2010 году топливные системы «Common Rail» достигнут 66 % в структуре всех видов топлив-

ной аппаратуры во всем мире, превысив почти в 2 раза показатели 2001 года [1].

В этих системах процессы создания энергии впрыскивания и дозирования топлива разделены во времени и не оказывают в отличие от традиционных способов топливоподачи неблагоприятного воздействия друг на друга. Это позволяет с помощью элек-

тронного управления формировать требуемый закон подачи топлива, включая предварительное и дополнительное впрыскивания для выполнения экологических нормативов.

Формулирование проблемы

Для реализации преимуществ топливных систем «Common Rail» электрогидравлические форсунки (ЭГФ) должны обладать соответствующим быстродействием, которое зависит от конструкции и параметров форсунки, влияющих на процессы в её гидравлических трактах.

ЭГФ конструкции Научно-исследовательского конструкторско-технологического института двигателей (ОАО «НИКТИД», г. Владимир) [2, 3] для дизеля легкового автомобиля содержит мультипликатор запирания, состоящий из плунжера 6, размещенного в верхней части форсунки, и штанги 7, соединяющей плунжер с иглой распылителя 9 (рис. 1). Гидравлическое запираение обеспечивается за счет того, что диаметр плунжера превышает диаметр направляющей иглы распылителя ЭГФ. Управляющая камера объемом Vz расположена над плунжером. Она связана с аккумулятором топлива через входной жиклер. Подыгольная камера также постоянно связана с аккумулятором топлива. Гидравлическое запираение происходит при равенстве давлений топлива в управляющей и подыгольной камер. При открытии управляющего электромагнитного клапана 5 (ЭМК) давление топлива в управляющей камере снижается, что приводит к подъему иглы распылителя и впрыскиванию топлива в цилиндр дизеля.

Мгновенный баланс топлива в управляющей камере ЭГФ при открытии ЭМК описывается дифференциальным уравнением [4]:

$$\beta Vz \frac{dp_z}{dt} = Q_{az} - Q_{z0} + f_z \frac{dz}{dt}. \quad (1)$$

где β – коэффициент сжимаемости топлива, 1/Па;

Vz – объем управляющей камеры, м³;

Pz – давление в управляющей камере, Па;

t – время, с;

Q_{az} и Q_{z0} – расходы топлива через входной и выходной жиклеры соответственно, м³/с;

f_z – площадь поперечного сечения плунжера 6, м²;

z – подъем иглы распылителя ЭГФ, м.

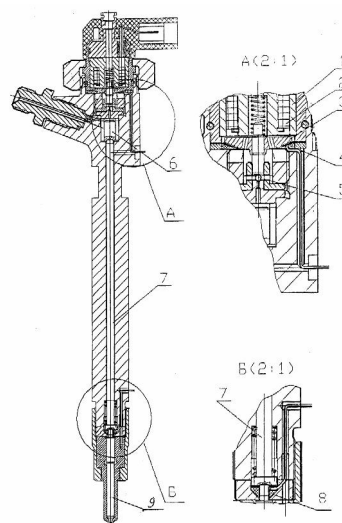


Рис. 1. ЭГФ с датчиками перемещения якоря ЭМК (А) и иглы распылителя (Б). Размеры форсунки: диаметр $\varnothing 18,9$ мм, длина (без распылителя) 234 мм.

На рисунке 2 представлены осциллограммы подъема якоря ЭМК и иглы распылителя, записанные емкостными датчиками 4 и 8 (рис. 1) конструкции НИКТИД [5]. На графике 3 подъема иглы на уровне ординаты 0,1 видна точка перегиба, а на кривой посадки на этом же уровне характерный «отскок». Анализ подобных осциллограмм показал, что эти точки соответствуют фактическому началу подъема и концу посадки иглы. Графики ниже этих точек соответствуют процессам деформации штанги, иглы и корпуса распылителя. При подъеме иглы происходит разгрузка сжатой штанги и других деталей с соответствующим уменьшением объема управляющей камеры. При завершении посадки постепенно увеличивается деформация сжатия штанги, сопровождае-

мая колебаниями и штанги, и давления топлива в управляющей камере.

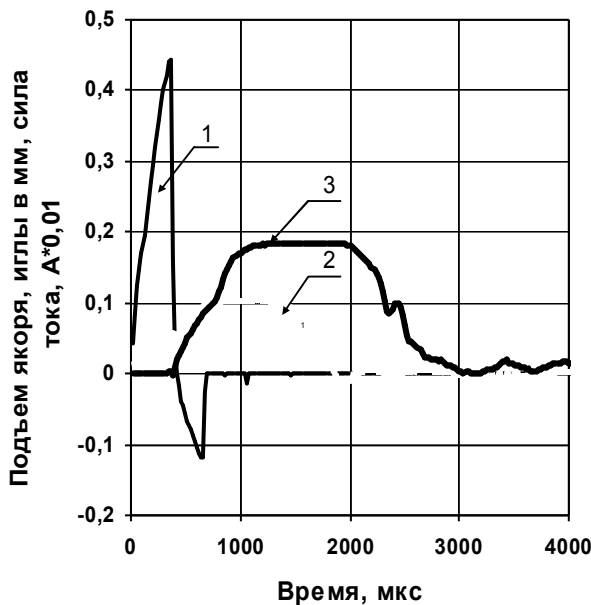


Рис. 2. Ток (1) в обмотке ЭМК, подъемы якоря (2) и иглы (3) распылителя форсунки при $U_{\text{ф}}=100 \text{ В}$, $t=0,3 \text{ мс}$, $U_{\text{разм}}=100 \text{ В}$, $P_{\text{ак}}=70 \text{ МПа}$. Цикловая подача $56,7 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ (Опыт 4Р53007)

Целью данной работы является демонстрация применения разработанной методики для учета влияния деформации штанги, а также сжимаемости топлива как функций давления на процессы, описываемые дифференциальным уравнением (1).

2. Решение проблемы

В методике коэффициент сжимаемости топлива β рассмотрен не как константа, соответствующая какому-то среднему давлению, а как функция от давления топлива $\beta=f(p)$:

$$\beta = 1 \cdot 10^{-26} \cdot p^2 - 4,527 \cdot 10^{-18} \cdot p + 6,7356 \cdot 10^{-10}. \quad (2)$$

Зависимость (2) получена аспирантом Рахметуллаевым М.Н. в результате физического эксперимента, в котором топливо сжималось до 165 МПа и учитывалась деформация специально изготовленного толстостенного аккумулятора (p – давление в ак-

кумуляторе, Па). График зависимости (2) при наложении на графики коэффициентов сжимаемости рис. 4.8 [6] по результатам 20 экспериментальных работ оказался близким к среднему значению семейства кривых «I», которое «более соответствует истинным значениям сжимаемости» [6, стр. 138].

В методике учтена также статическая деформация штанги, соединяющей в ЭГФ иглу распылителя с плунжером-мультипликатором, а также деформации иглы и корпуса распылителя. Доля деформации штанги в общей деформации нагруженных элементов деталей для рассматриваемой конструкции форсунки составляет 64 %. Коэффициент K_0 , учитывающий изменение исходного расчетного объема V_{z0} управляющей камеры, определяется по формуле:

$$K_0 = 1 + \Delta Vz / Vz_0, \quad (3)$$

где ΔVz – изменение исходного расчетного объема V_{z0} управляющей камеры, м^3 .

ΔVz и K_0 являются линейными функциями давления топлива в управляющей камере p_z , Па. Для ЭГФ конструкции НИКТИД эта зависимость имеет вид (коэффициент детерминации R^2 равен 1):

$$K_0 = 1 + 1,2864 \cdot 10^{-9} p_z. \quad (4)$$

При максимальном давлении в управляющей камере 150 МПа объем камеры увеличивается примерно на 12 %. Естественно, при сбросе давления объем камеры будет соответственно уменьшаться.

Коэффициент при производной в левой части уравнения (1) получен с использованием зависимостей (2) и (4) в виде следующей функции давления p_z :

$$\beta Vz = \beta Vz_0 K_0 = 7,06226 \cdot 10^{-43} p_z^3 + 2,292915 \cdot 10^{-34} p_z^2 - 2,0096375 \cdot 10^{-25} p_z + 3,69784444 \cdot 10^{-17}. \quad (5)$$

Эффективность методики моделирования относительно параметра « t » уравнения (1) можно проследить по данным таблицы. В качестве параметра сравнения принято время t_0 , в течение которого давление в управляющей камере снижается от уровня

давления в аккумуляторе до уровня p_0 , при котором начинается подъем иглы распылителя, штанги и плунжера-мультипликатора. Давление p_0 зависит от соотношения площадей поперечного сечения плунжера-мультипликатора и дифференциальной площадки иглы распылителя. Упрощенный вариант моделирования соответствует исходному расчетному объему V_{z_0} управляющей камеры (без учета деформации штанги) и произвольно принятому в качестве константы коэффициенту сжимаемости топлива $\beta = 3,61 \cdot 10^{-10}$ 1/Па в диапазоне рабочих значений этого параметра $(2,2 \dots 6,7) \cdot 10^{-10}$ 1/Па. Во второй модели учтена сжимаемость топлива, как функция давления по выражению (2). В третьей модели учтено одновременное влияние деформации штанги и других деталей, а также сжимаемости топлива по уравнению (5).

Приняв более точный третий вариант за основу, установим, что при учете только коэффициента сжимаемости топлива погрешности расчетов составили от -2,5 до -9,8 %. Причем при повышении давления в аккумуляторе значение погрешности возрастает.

Погрешности упрощенного моделирования составляют от -7,7 до -38,5 %. В приведенном случае с ростом давления в аккумуляторе значение погрешности снижалось. Объяснение заключается в принятом значении константы – коэффициента сжимаемости ($\beta = 3,61 \cdot 10^{-10}$ 1/Па). Это значение оказалось близким к среднему значению этого параметра ($\beta = 3,31 \cdot 10^{-10}$ 1/Па) в диапазоне давлений 50...150 МПа, характерных для давления в аккумуляторе $P_{ak}=150$ МПа. Поэтому для этого случая уровень погрешности оказался минимальным. При снижении давления в аккумуляторе расхождение средних значений параметра β и принятой константы возросло, что и объясняет наблюдаемый характер погрешностей. Например, в диапазоне давлений 30...80 МПа среднее значение $\beta = 4,58 \cdot 10^{-10}$ 1/Па, и погрешность для давления в аккумуляторе $P_{ak}=80$ МПа возросла

до 28,1 %. Если принять другое значение константы β , то характер погрешностей изменится.

Приведенные примеры показывают, что уровень погрешностей упрощенного моделирования достаточно высок. Поэтому следует применять более точные модели, описанные, например, в данной статье или в статье [7].

Таблица 1. Расчетное время t_0 для различных вариантов моделей

Давление в аккумуляторе, МПа	Время t_0 для вариантов расчета, мкс		
	Упрощенный	Учет $\beta=f(p_z)$	Учет β и K_0
150	35,1	34,3	38,02
Погрешность, %	-7,7	-9,8	0
80	23,0	30,1	32,0
Погрешность, %	-28,1	-5,9	0
70	22,2	30,5	32,2
Погрешность, %	-31,0	-5,2	0
60	22	31,7	33,2
Погрешность, %	-33,6	-4,4	0
50	22,7	34,3	35,3
Погрешность, %	-35,7	-2,8	0
40	21,5	34,0	34,9
Погрешность, %	-38,5	-2,5	0

Заключение

Таким образом, разработан метод расчета гидродинамических процессов в трактах электрогидравлических форсунок с учетом таких факторов, как сжимаемость топлива, деформация штанги и их зависимостей от давления топлива. Расчеты дифференциальных уравнений выполнялись в программной системе компьютерной математики MathCad. В дальнейшем предусматривается использование этого метода для расчетного анализа процессов подъема иглы распылителя ЭГФ и топливоподдачи с последующим сопоставлением его результатов с экспериментальными данными.

Расчетные исследования выявили отрицательную роль штанги на гидравлические процессы в ЭГФ. Для снижения этого эффекта целесообразно

повышать ее жесткость, уменьшать длину или создавать бесштанговые конструкции форсунок.

Список литературы:

1. Презентация фирмы «Robert Bosch GmbH» //Актуальные вопросы создания топливopодающих систем транспортных дизелей: Материалы научно-технической конференции, посвященной 30-летию ЯЗДА. –Ярославль, 2002.-ил. 2. Патент Российской Федерации на изобретение № 2221930 «Форсунка электрогидравлическая для двигателя внутреннего сгорания с аккумуляторной топливной системой». Авторы: Добрян Б.Л., Драган Ю.Е., Рахметуллаев М.Н. и др. Приоритет изобретения 04.03.2002. 3. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / Блинов А.Д., Голубев П.А., Драган Ю.Е. и др. Под ред. Папонова В.С. и Минеева А.М. – М., НИЦ «Ин-

женер», 2000. 332 с.: с ил. 4. Астахов И.В., Трусов В.И., Хачиян А.С., Голубков Л.Н. Подача и распыливание топлива в дизелях. – М. : Машиностроение, 1971.–359 с. 5. Драган Ю.Е. Экспериментальные исследования электрогидравлических форсунок аккумуляторных топливных систем высокооборотных автомобильных двигателей//Материалы международной научно-практической конференции (8-11.10.2002) «Прогресс транспортных средств и систем-2002», часть 2. – Волгоград, 2002. – 340 с., с ил. 6. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. -М.: Легион-Автодата, 2004.-344 с., ил. 7. Марченко А.П., Прохоренко А.А., Мешков Д.В. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке системы CR в среде MATLAB / SIMULINK // Двигатели внутреннего сгорания. -№ 1. – 2006. – Харьков, - С. 98-101.

УДК 621.43

В.А. Романов, канд. техн. наук, Ю.Л. Попов, канд. ист. наук

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАДДУВА ЗА СЧЕТ СТАБИЛИЗАЦИИ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА, ПОСТУПАЮЩЕГО В ЦИЛИНДРЫ ДИЗЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

Введение

Известно, что наддув является одним из наиболее действенных способов улучшения удельных мощностных и массогабаритных показателей двигателей.

Однако чем больше давление после нагнетателя, тем выше температура воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, что, особенно при повышенном и высоком наддуве, существенно снижает его эф-

фект. Поэтому многие двигатели с наддувом оборудуются охладителями наддувочного воздуха (ОНВ) различной конструкции. В большинстве случаев (за исключением охладителей испарительного типа) эти конструкции представляют собой радиаторы типа «воздух-воздух» или «воздух-вода».

Заметим, что давление, а, следовательно, и температура наддувочного воздуха (НВ) существенно изменяются в зависимости от частоты вращения ко-