

Выводы

1. Применение небольших (1...2 %) добавок водорода к топливу компенсирует отрицательное влияние повышения температуры воздуха, подаваемого в цилиндры двигателя, и частичных режимов работы на его экономические показатели.

2. Использование добавок на номинальном режиме ($\overline{N_e} = 1,0$) обеспечивает уменьшение g_e примерно на 6 %, а при $\overline{N_e} = 0,5$ – на 7...9 %.

3. Водородные добавки обеспечивают сокращение относительного (отнесенного к удельному расходу водорода) удельного эффективного расхода дизельного топлива на 2...6 %.

4. С повышением температуры воздуха, подаваемого в цилиндры, и уменьшением нагрузки на двигатель эффект от использования водородных добавок возрастает.

Список литературы:

1. Мельник Г.В. Водород – энергоноситель XXI века // *Двигателестроение*. – № 3 (221). – 2005. – С. 48–49.
2. Сирота А.А., Чураков А.И. Испытания судового высокооборотного ДВС с добавками водорода // *Двигатели внутреннего сгорания*. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. – № 2. – С. 81–84.
3. Timoshevsky B., Cui K., Timofeev V., Sirota A., Beljakov S., Gao X. Energy saving hydride's systems for internal combustion engines // *Journal of WUWTE*, Vol.3 № 7, 1992, pp. 34–39.
4. Timoshevsky B., Cui K., Beljakov S., Sirota A., Cao X. Hydride's equipment for internal combustion engines // *Journal of WUWTE*, Vol. 3, № 8, pp. 42–47.

УДК 621.436

С.И. Тырловой, канд. техн. наук

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА ВПРЫСКА АВТОМОБИЛЬНЫХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ТНВД

Введение

Одной из устойчивых тенденций развития современной топливнотопливной аппаратуры (ТПА) дизелей можно считать интенсификацию процесса впрыска топлива. Это в значительной степени позволяет решить противоречивые задачи одновременного снижения жесткости сгорания (шумности), выброса твердых частиц и расхода топлива [1]. Кроме того, повышение давления впрыска позволяет

существенно улучшить экономичность работы дизеля на частичных режимах [2,3,4].

Очевидно, такое направление работ по совершенствованию ТПА является актуальным не только для вновь разрабатываемой техники, но и для существующей топливной аппаратуры. Можно считать, что не менее актуальной задачей, связанной с модернизацией и должной настройкой ТПА, является поддержание высоких технико-экономических показателей дизелей в эксплуатации. В частности, известна

проблема восстановления характеристик бывших в длительной эксплуатации топливных насосов (ТНВД) дизелей зарубежного производства с распределительными насосами типа BOSCH –VE, которые получили широкое распространение в Украине [5]. Проблема вызвана высокой стоимостью реставрации таких плунжерных пар или их замены новыми.

Логичным представляется нахождение такого метода модернизации названных распределительных ТНВД, при котором одновременно повышается остаточный ресурс плунжерных пар и интенсифицируется процесс впрыска. В настоящей работе на основе теоретических и экспериментальных исследований предложен искомый метод.

Формулировка проблемы

Проведенные другими авторами [1,2,3,4] исследования выявили способы, которые позволяют снизить эксплуатационный расход топлива: отключение подачи топлива (или воздуха и топлива) в часть цилиндров: применения модульных силовых установок; снижения уровня минимальной частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу, применения систем электронного управления впрыскиванием топлива, организация неравномерного вращения кулачкового вала ТНВД. Однако существует ряд причин, которые сдерживают реализацию этих способов в серийном производстве. Наиболее эффективным и доступным для реализации путем снижения расхода топлива на эксплуатационных режимах является совершенствование процесса подачи топлива, что обеспечивает улучшение качества его распыла. В работах [5,6] установлено, что снижение гидравлической плотности плунжерных пар ТНВД BOSCH – VE в эксплуатации, вызванное повышенными утечками топлива в прецизионных сопряжениях втулки и плунжера из-за естественного износа, приводит к существенному ухудшению характеристик топливных насосов. Прежде всего, это касается режимов

пуска, холостого хода и малых частот вращения. Снижается пусковая подача топлива ($V_{цп}$), максимальное давление впрыска (P_{max}), устойчивость режима холостого хода, деформируется скоростная характеристика в области низких частот вращения. Увеличение активного хода плунжера на этих режимах далеко не всегда позволяет скомпенсировать величину утечек. Кроме того, нежелательным является чрезмерное увеличение продолжительности впрыска ($f_{впр}$), приводящее к ухудшению экономичности и отрицательной коррекции скоростной характеристики в то же время при недостаточной цикловой подаче топлива на режимах пуска. Известные способы восстановления характеристик ТНВД, в том числе [5], не позволяют интенсифицировать процесс впрыска, а предложенные в работе [6] мероприятия, несмотря на их эффективность для 2-х камерных дизелей, даже ведут к снижению среднего давления в процессе впрыска.

Решение проблемы

С целью изучения возможных мероприятий по восстановлению характеристик распределительных топливных насосов типа BOSCH –VE, имеющих низкую гидравлическую плотность плунжерных пар, выполнено математическое моделирование процесса впрыска на стартерных частотах распределительного вала ($n_P=100$ мин⁻¹) при ограничении $V_{ц}$ на режиме начала рабочего участка скоростной характеристики ($n_P=600$ мин⁻¹) для различных регулировочных параметров, регламентируемых фирмой - изготовителем.

Математическая модель [7], учитывающая след прошедших волн и адаптированная для расчета рассматриваемых распределительных ТНВД, позволяет исследовать процесс впрыска на стартерных частотах вращения. Величина эффективного проходного сечения $\mu_{фу}$ утечек топлива через зазоры в плунжерной паре задавалась по экспериментально полу-

ченному уравнению с учетом взаимного положения плунжера 1 и дозатора 5 (рис. 1), то есть в зависимости от длины их сопряжения.

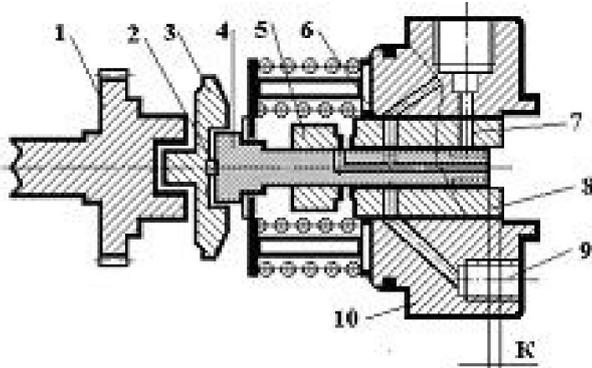


Рис. 1. Схема плунжерной пары
1 – вал насоса; 2 – дистанционная шайба; 3 – кулачковая шайба; 4 – плунжер; 5 – дозатор (отсечная шайба); 6 – отверстие к штуцеру; 7 – окно подачи топлива в плунжерную пару; 8 – втулка; 9 – гнездо нагнетательного клапана; 10 – корпус плунжерной пары

Давление топлива в надплунжерной полости определяется по уравнению:

$$\frac{dP_p}{dt} \cdot \beta V_p = F_p \cdot C_p - \text{sign}(P_p, P_{sh}) \cdot spp \cdot (1 - \text{sig}1) \cdot \mu_k F_k \cdot \sqrt{2 / Ro \cdot \text{Abs}(P_p - P_{sh})} - \text{sign}(P_p, P_{ot}) \cdot \mu_{ot} \cdot F_{ot} \cdot \sqrt{2 / Ro \cdot \text{Abs}(P_p - P_{ot})} - \text{sign}(P_p, P_{pod}) \cdot \mu_{np} \cdot F_{np} \cdot \sqrt{(2 / Ro \cdot \text{Abs}(P_p - P_{np}))} - \mu_y f_y \sqrt{2 / Ro \cdot \text{Abs}(P_p - P_{np})},$$

где spp – коэффициент, принимающий значения 1 или 0 в зависимости от того достигло ли раздаточное окно плунжера (см. рис. 1) кромки отверстия во втулке плунжера (при этом $spp=1$), идущего к нагнетательному штуцеру 9, или нет ($spp=0$). Значение spp определяется условием:

$$\text{If } H_p < H_{pp} \text{ Then } spp = 0 \text{ Else } spp = 1, \quad (2)$$

здесь H_p – текущий ход плунжера, H_{pp} – величина хода плунжера при котором раздаточное окно 11 плунжера совмещается с нагнетательным каналом штуцера. Значение H_{pp} определяется при данных конструктивных параметрах толщиной S дистанционной шайбы 2 и нормируемый для новых ТН установочным размером K (см. рис. 1).

В результате моделирования работы ТН установлено, что для изношенных топливных насосов данной конструкции необходимо уменьшать «К». Это приводит к увеличению максимального давления впрыска и цикловой подачи топлива при пуске, сокращается продолжительность впрыска и растет P_{max} на всех режимах. Это объясняется следующим.

При увеличении толщины S дистанционной шайбы (уменьшение размера «К») уравнение (1) для части хода плунжера вырождается и описывает сжатие топлива плунжером в объеме полости надплунжерного пространства с утечками из нее:

$$\frac{dP_p}{dt} \beta V_p = F_p \cdot C_p - Q_y \quad (3)$$

$$Q_y = \mu_y f_y \sqrt{2 / Ro \cdot \text{Abs}(P_p - P_{np})};$$

где V_p – объем надплунжерного пространства; F_p и C_p – соответственно площадь и скорость плунжера.

Уравнение (3) справедливо на протяжении фак градусов поворота вала от момента закрытия впускного отверстия 7 и до момента открытия нагнетательного отверстия 6. Чем больше S , тем продолжительнее период фак, на протяжении которого растет давление в надплунжерной полости по уравнению (3). Перемещение плунжера за период фак используется не для какой-либо из фаз впрыска топлива, а для

аккумулирования энергии в надплунжерном пространстве, как для аккумуляторных систем малого объема. В зависимости от толщин S давление в надплунжерном пространстве может быть увеличено по сравнению с нормой в несколько раз. После открытия плунжером нагнетательного отверстия б, происходит интенсивное развитие последующих фаз впрыска. Давление в надплунжерном пространстве изменяется здесь и на последующих участках в соответствии с уравнением (1) при $spp=1$. Накопленная энергия в надплунжерном пространстве и позволяет сократить продолжительность впрыска, увеличить максимальное и среднее давление впрыска, что очень важно для режимов пуска ТНВД с плунжерными парами, имеющими недостаточную гидравлическую плотность.

На рис.2 приведены результаты моделирования процессов впрыска на режимах пуска ($n=100\text{мин}^{-1}$) плунжерной пары с запредельно низкой гидравлической плотностью при двух значениях толщины дистанционной шайбы 2 (см.рис.1).

В первом случае (т.е при штатном размере S) величина цикловой подачи... недостаточна (12мм^3) для пуска дизеля. Во втором случае $V_{ц}$ достаточна для уверенного запуска, поскольку ее значение (29мм^3) превышает величину цикловой подачи топлива на номинальном режиме (27мм^3). Для данного ТН при его установке на вихрекамерный дизель рекомендовано отношение пусковой подачи к номинальной 1...1,5. Продолжительность впрыска при этом сокращается в два раза.

Возможности форсировки предложенным способом процесса впрыска ограничены величиной хода плунжера. На рис.3 показаны фазы впрыска для исходной величины S и увеличенной.

Из рис.3 видно, что при предложенной интенсификации процесса впрыска используется не только более полное использование хода плунжера за счет аккумуляции энергии, но и возрастает скорость

плунжера на участке активного впрыска, что является известным способом интенсификацией процесса впрыска.

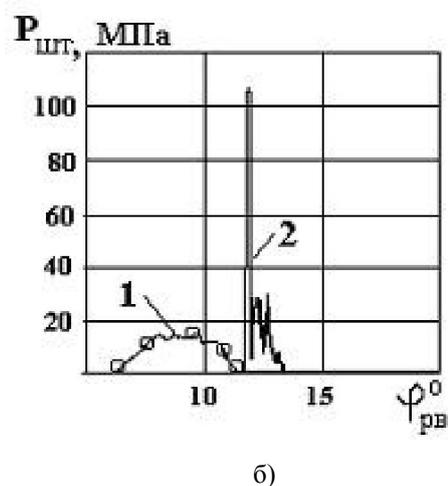
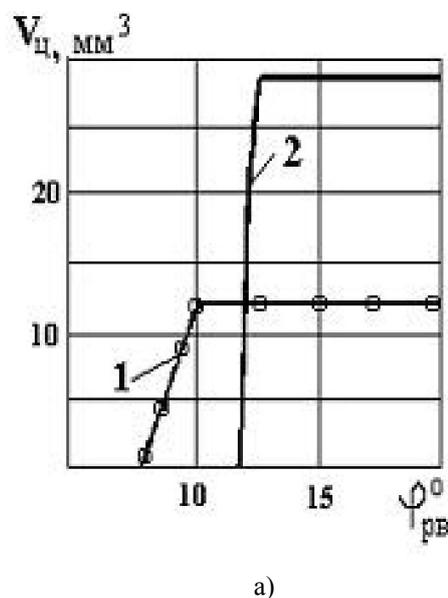


Рис.2. Расчетное изменение цикловой подачи топлива (а) и давления в штуцере нагнетательного клапана (б) для плунжерной пары с низкой гидравлической плотностью
1-исходный вариант; 2 – с применением метода интенсификации впрыска

Чем меньше герметичность прецизионных сопряжений плунжерной пары, тем более ярко выражено влияние S на $V_{ц}$ и $P_{шт}$ на режимах пуска. В таблице приведены результаты испытаний ТНВД Bosch-VE5\10 F 2400 L 35 при различной толщине S шайбы 7.

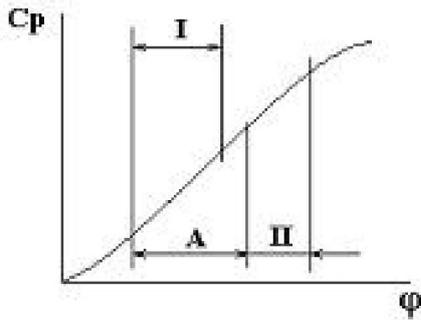


Рис.3. Изменение положения активного впрыска на кривой скорости плунжера
 I – штатный процесс впрыска; II – положение активного впрыска при его интенсификации по предложенному методу; A – смещение угла начала подачи топлива

Таблица. Зависимость параметров ТНВД от толщины шайбы S

S, мм	P _{ма} , Мпа (nр= 100)	Вц, мм ³ (nр=100)	Вц, мм ³ (nр= 100)
2.20	17.5	14	33
2.35	20.5	25	35
2.50	26	39	34
2.70	32.5	61	33

Таким образом, уже при $S=2,7$ мм полностью восстанавливаются пусковые и скоростные характеристики данного топливного насоса высокого давления.

Заключение

1. Предложенная интенсификация процесса впрыска позволяет увеличить максимальное давление топлива в штуцере нагнетательного клапана в 2...3 раза.

2. Продолжительность процесса впрыска уменьшается в 1,5...2 раза.

3. Метод не требует конструктивных изменений, достаточно должной настройки ТНВД в эксплуатации.

4. Угол опережения впрыска при использовании данного метода должен быть увеличен по сравнению со штатным на 8...10 градусов по коленчатому

валу в зависимости от толщины S проставки 2 (см. рис. 1).

5. Метод позволяет восстанавливать пусковые качества ТНВД с изношенными плунжерными парами за счет повышения давления впрыска, происходящее в результате совместного действия 2-х факторов: 1) часть хода плунжера используется для аккумуляирования энергии сжатого топлива (которое происходит из-за изменения фаз открытия и закрытия раздаточных и впускных окон); 2) смещения процесса впрыска на участок с большей скоростью плунжера.

Совместно с названным также может быть использован метод, приведенный в работе [5], а для вихрекамерных дизелей может быть снижено [6] и давление начала открытия форсунки при достаточной интенсификации процесса впрыска. Стоимость эксплуатационных затрат на топливную аппаратуру здесь может быть уменьшена по предварительным оценкам до 30 - 50%.

Список литературы:

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина. Учебно-методическое пособие. - М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2001.- 176 с., ил.
2. Григор'єв Олександр Львович. Розробка універсальних методів гідродинамічного розрахунку, динамічного аналізу та оптимізаційного синтезу основних елементів паливної апаратури дизелів. Автореф. дисс. ...докт. техн. наук. Харків, 2003.-48 с.
3. Король С.А. Розроблення і дослідження регульованого приводу паливного насоса транспортного дизеля. Автореферат дисер'тації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук Харив-2002.
4. Рыкова И.В. Выбор и обоснование параметров топливной аппаратуры автотракторных дизелей при интенсификации впрыскивания. Автореф. дисс. ...канд. техн. наук. Харьков, 2002.
5. Тырловой С.И., Кирсанов А.Н. Повышение ресурса распределитель-

ных топливных насосов увеличением плотности узла дозатор-плунжер. Доклады международного симпозиума «Авиационная космическая техника и технология», Вып. 19\ХАИ, Харьков-2000.- с.271-274. 6. Крайнюк А.И., Тырловой С.И., Васильев И.П. Оценка возможности повышения ресурса топливной аппаратуры автомобильных вихрекамерных дизелей

снижением энергозатрат в процессе впрыска топлива. Праці Таврійської агротехнічної академії, Вип. 2, Том 14, Мелітополь 2000р.-С.18-25. 7. Крайнюк А.И., Тырловой С.И., Гладков В.В. Моделирование движения жидкости в топливных трубопроводах высокого давления дизелей с учетом следа прошедших волн. Вістник СУДУ №5(27)–2000. –С.133-136.

УДК 621.43

Е.В. Белоусов, канд. техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ С ОХЛАЖДЕНИЕМ ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА ПУТЕМ РАСПЫЛИВАНИЯ ВОДЫ В РАБОЧЕМ ЦИЛИНДРЕ ДВС

Введение

Несмотря на значительный прогресс, достигнутый в области совершенствования рабочих процессов современных поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС), их термодинамический КПД до сих пор значительно отличается от теоретически возможного. Частично, это связано с особенностями организации рабочего процесса в тепловых машинах периодического действия, которые исключают возможность реализации в них рациональных термодинамических циклов, в частности, циклов с охлаждением заряда в процессе его сжатия (приближение процесса сжатия к изотермическому). Охлаждение заряда в ходе его сжатия могло бы стать существенным резервом в повышении эффективности рабочего процесса в некоторых типах поршневых ДВС.

1. Анализ литературных источников

Как известно из термодинамики [1], работа, полученная в ходе осуществления термодинамического цикла поршневого ДВС, складывается из положительной работы, совершаемой поршнем в ходе рас-

ширения, и отрицательной работы, затраченной на сжатие воздушного заряда. Снижение последней составляющей приводит к увеличению суммарной работы за цикл. На практике работа сжатия может быть снижена путем замены политропного сжатия на сжатие с отводом теплоты от воздушного заряда [2]. Наиболее удобным способом охлаждения заряда в ходе сжатия является распыливание воды в рабочем цилиндре непосредственно перед или в ходе процесса сжатия. В этом случае теплота воздушного заряда расходуется на фазовый переход воды из жидкого состояния в парообразное. Такой метод применим в большей или меньшей степени во всех двигателях с искровым зажиганием (однако наиболее подходящими являются газовые двигатели), а также в твердотопливных поршневых двигателях со слоевым сжиганием топлива [3]. Интересно отметить, что на предпочтительность такого сжатия указывал еще Р. Дизель [4]. Но, именно развитие дизельных двигателей, у которых решающим фактором работоспособности является достижение высокой температуры в