

Расчётные значения μ_{F_T} показывают, что увеличение цикловых подач в результате настройки корректоров топливоподачи (заштрихованные участки) приводит к возрастанию количества ОГ и требует увеличения площади сечения разгонного участка турбины по отношению к принятому базовому закону регулирования (сплошная линия).

Заключение

Применение регулирования площади разгонного участка турбины на дизеле СМД–31.15 позволит получить горизонтальный участок крутящего момента и расширить участок минимального удельного расхода топлива по внешней скоростной характеристике.

Регулирование ГТН в сочетании с настройкой корректоров подачи топлива позволит влиять на протяженность горизонтального участка крутящего момента.

Полученные результаты сравнительного анализа являются исходными данными для разработки

системы автоматического регулирования давления наддува.

Список литературы:

1. Долганов К.Е. Французские дизели «Рено» на львовских автобусах / К.Е. Долганов, А.А. Лисовал // Автошляховик України. – 1995. – №1. – С.16–17.
2. Строков А.П. Харьковские дизели СМД для автобусов / А.П. Строков, В.И. Быков, И.В. Парсаданов, К.Е.Долганов, А.А. Лисовал // Двигателестроение. – 2002.– №1.– С.17–20.
3. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экономического критерия. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
4. Турбокомпрессоры для автомобильных двигателей / [Ханин Н.С., Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф. и др.] – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.
5. Самойленко Д.С. Поліпшення техніко-економічних показників автотракторного дизеля шляхом регулювання турбонаддуву: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / Д.С. Самойленко – Харків, 2008. – 20с.
6. Петров К.Н. Регулирование воздухооборудования дизеля ЯМЗ-238Н на режимах разгона / К.Н. Петров, В.Н. Шапран // Грузовик. – 2002. – №7. – С.32–33.

УДК 621.43

А.А. Прохоренко, канд. техн. наук

АЛГОРИТМ ЭЛЕКТРОННОГО УПРАВЛЕНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ ДИЗЕЛЯ С СИСТЕМОЙ COMMON RAIL. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Как известно, управление дизельным двигателем осуществляется посредством воздействия на процесс топливоподачи. При этом должна быть обеспечена требуемая, для поддержания заданного режима работы двигателя, величина цикловой подачи топлива, а также оптимальные, с точки зрения его экономичности и экологичности для данного режима, значения угла опережения и величины максимального давления впрыскивания.

Современным методом решения такой задачи является применение микропроцессорных систем управления (СУ), входящих в состав аккумуляторных топливных систем Common Rail (CR) [1, 2]. Одна из возможных конфигураций состава такой топливной системы приведена на рис.1. На схеме не указаны свечи накаливания, которые используются для облегчения запуска холодного двигателя. Также могут быть использованы дополнительные датчики: скорости автомобиля, внешней температуры, широкополосный кислородный датчик и др. Причем, очевидно, что в соответствии с составом системы изме-

няется и алгоритм ее работы.

Приведенная на рисунке система CR оснащена датчиками: относительного положения органа управления топливоподачей (педаль акселератора) - X , частоты вращения коленчатого вала - n , температуры охлаждающей жидкости - $T_{охл}$, температуры топлива в аккумуляторе - $T_{топ}$, давления топлива в аккумуляторе - $p_{ак}^0$, температуры и давления воздуха во впускном коллекторе - T_S и p_S и/или широкополосным лямбда-зондом, положения ВМТ по распределительному валу.

На основе информации, поступающей от датчиков в электронный блок управления (ЭБУ), с использованием заложенного в его запоминающем устройстве таблиц значений управляющих воздействий, ЭБУ определяет требуемые параметры топливоподачи для данного режима работы дизеля (цикловая подача, угол опережения впрыскивания, давление в аккумуляторе) и на основе этого формирует управляющие сигналы на исполнительные механизмы: электромагнитный клапан форсунки, электро-

магнитный клапан регулирования давления в аккумуляторе, электромагнитный клапан перепуска топлива в ТНВД, нагрев свечей накаливания, обогреватель лямбда-зонда.

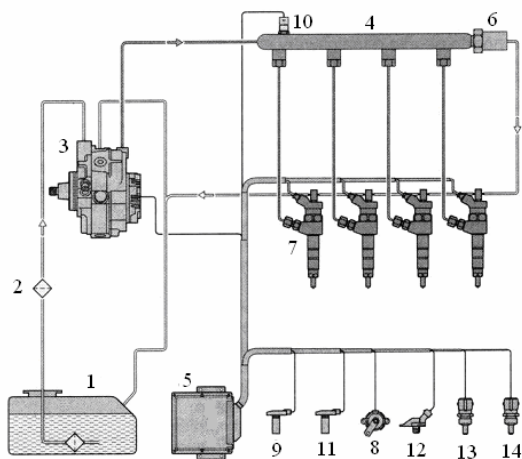


Рис.1. Схема системы Common Rail:

1 – топливный бак, 2 – топливный фильтр, 3 – ТНВД, 4 – аккумулятор топлива, 5 – блок управления, 6 – редукционный клапан, 7 – электромагнитные форсунки, 8 – датчик перемещения педали акселератора, 9 – датчик частоты вращения коленчатого вала, 10 – датчик давления топлива, 11 – датчик положения распредвала, 12 – датчик давления впускного воздуха, 13 – датчик температуры впускного воздуха, 14 – датчик температуры охлаждающей жидкости

Также на основе опроса датчиков ЭБУ распознает режим работы двигателя (пуск холодного двигателя и его прогрев, пуск горячего двигателя, холостой ход при минимальной устойчивой частоте вращения КВ, основной рабочий режим, включающий: режимы ограничения частоты вращения, режимы ограничения дымления, положительной коррекции топливоподачи, режим торможения двигателем) и выбирает соответствующий алгоритм для определения перечисленных выше параметров и продолжительности управляющих сигналов.

Примечательно, что применяемые в работе электронных СУ алгоритмы, являются промышленными секретами двигателестроительных фирм и не публикуются не только в широкой печати, но и в специализированных научных изданиях [1]. Однако – это очевидно – создание, производство и доводка современных и, тем более, перспективных дизельных двигателей невозможна без разработки и совершенствования алгоритмов управления ими. Поэтому

целью настоящей статьи является разработка теоретических основ для синтеза алгоритма электронного управления дизельным двигателем, базирующихся на классических положениях теории ДВС, и позволяющих установить однозначную связь между значениями входных сигналов – информацией, поступающей от датчиков и выходных сигналов – управляющих импульсов на исполнительные механизмы. Рассмотрены основные рабочие режимы автотракторного дизеля.

Базовое уравнение

Для основных рабочих режимов продолжительность управляющего импульса на электромагнит форсунки, от которого зависит величина цикловой подачи (в соответствии с гидравлической характеристикой форсунки), может быть определена уравнением:

$$\tau_{\text{впр}} = f\left(\min\left\{B_{Ц}^{\text{впр}}; (B_{Ц} + \Delta B_{Ц}^{\text{впр}})\right\}; p_{\text{ак}}^{\circ}\right) \times K_{\text{мон}} \times K_{\text{V}} \times K_{\text{рез}} \times K_{U12} \times C,$$

где $B_{Ц} = f(X, n)$ – базовая матрица величины цикловой топливоподачи, $B_{Ц}^{\text{впр}}$ – величина цикловой топливоподачи, ограниченная участком отрицательной коррекции, $\Delta B_{Ц}^{\text{впр}}$ – абсолютное увеличение цикловой подачи топлива для преодоления механических потерь непрогретого двигателя, $K_{\text{мон}}$ – коэффициент относительного изменения объемной цикловой подачи от температуры топлива, K_{V} – коэффициент отключения топливоподачи при торможении двигателем, $K_{\text{рез}}$ – коэффициент отключения топливоподачи при превышении номинальной частоты вращения, K_{U12} – коэффициент относительного изменения цикловой подачи при изменении напряжения питания электромагнита форсунки, $p_{\text{ак}}^{\circ}$ – действительное давление топлива в аккумуляторе (показания датчика давления топлива).

Ниже последовательно рассмотрим определение перечисленных факторов.

Базовая матрица величины цикловой топливоподачи

Методика определения базовой матрицы управления для определения величины цикловой подачи приведена в статье [3]. На основе этого получена зависимость $B_{Ц} = f(X, n)$ в виде двухмерной таблицы.

Величина цикловой подачи, ограниченная участком отрицательной коррекции

Для отрицательной коррекции внешней скоростной характеристики с целью ограничения дымления двигателя необходимо согласовать величину $B_{Ц}$ с количеством поступающего в цилиндр свежего воздуха, которое в свою очередь определяется параметрами во впускном коллекторе. При этом действует условие $\alpha > \alpha_{опр}$, где $\alpha_{опр}$ – минимальное предельное значение коэффициента избытка воздуха для сгорания без значительного дымления.

Возможны два способа определения согласованной (ограниченной) величины цикловой подачи $B_{Ц}^{опр}$:

1. При использовании датчиков для определения параметров свежего заряда во впускном коллекторе p_S и T_S .

Коэффициент избытка воздуха определяется как:

$$\alpha = \frac{M_B}{L_0 \cdot B_{Ц}},$$

где M_B – масса свежего заряда воздуха в цилиндре после наполнения, L_0 – стехиометрическое соотношение воздух/топливо.

Известно, что:

$$M_B = \eta_V \cdot M_h = \eta_{VS} \cdot \rho_B \cdot V_h, \text{ кг/цикл,}$$

где η_V – коэффициент наполнения, M_h – потенциальный заряд цилиндра, η_{VS} – коэффициент наполнения по параметрам перед впускными клапанами, ρ_B – плотность свежего заряда воздуха, V_h – рабочий объем цилиндра.

Из уравнения состояния газа:

$$\rho_B = \frac{\mu_B \cdot p_S}{R \cdot T_S},$$

где μ_B – молярная масса воздуха, R – универсальная газовая постоянная.

Тогда:

$$M_B = \eta_{VS} \cdot \frac{\mu_B}{R} \cdot V_h \cdot \frac{p_S}{T_S},$$

и

$$\alpha = \frac{\eta_{VS} \cdot \mu_B \cdot V_h}{L_0 \cdot R} \cdot \frac{p_S}{T_S} \cdot \frac{1}{B_{Ц}}$$

Очевидно, что в полученном уравнении:

$$\frac{\eta_{VS} \cdot \mu_B \cdot V_h}{L_0 \cdot R} = C_{\alpha} \approx const.$$

При условии ограничения $\alpha > \alpha_{опр}$ имеем:

$$\alpha_{опр} = \frac{p_S}{T_S} \cdot \frac{C_{\alpha}}{B_{Ц}^{опр}}.$$

Откуда

$$B_{Ц}^{опр} = \frac{p_S}{T_S} \cdot \frac{C_{\alpha}}{\alpha_{опр}} = f(p_S, T_S).$$

2. При использовании широкополосного датчика кислорода в отработавших газах из пропорции:

$$\begin{cases} \alpha = \frac{\eta_{VS} \cdot \rho_{\epsilon} \cdot V_h}{L_0 \cdot B_{Ц}} \\ \alpha_{опр} = \frac{\eta_{VS} \cdot \rho_{\epsilon} \cdot V_h}{L_0 \cdot B_{Ц}^{опр}} \end{cases},$$

имеем

$$B_{Ц}^{опр} = B_{Ц} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_{опр}} = f(\alpha).$$

В таком случае управление топливоподачей (определение $B_{Ц}^{опр}$) будет осуществляться по обратной связи от сигнала широкополосного датчика кислорода.

Возможно объединение двух вышеприведенных способов в одном алгоритме управления для повышения точности регулирования и надежности системы.

Абсолютное увеличение цикловой подачи топлива для преодоления механических потерь непрогретого двигателя

Для сохранения эффективной мощности двигателя при изменении мощности механических потерь вследствие изменения теплового состояния двигателя необходимо введение поправки к величине $B_{Ц}$, определенной по базовой матрице. Изменение мощности механических потерь обусловлено зависимостью вязкости масла от его температуры. Также при изменении температуры изменяется величина тепловых потерь в стенки цилиндра, что отражается на величине индикаторной мощности.

Для дальнейшего анализа примем допущения:

а) изменение величины индикаторной мощности от температуры стенок цилиндра незначительно и им можно пренебречь,

б) температура масла приблизительно равна температуре охлаждающей жидкости $T_{охл}$, (по крайней мере, они имеют единый характер абсолютного изменения), измеренной соответствующим датчиком.

В таком случае задача сводится к обеспечению выполнения условия сохранения эффективной мощности при изменении мощности механических потерь при $T_{oxl} - var$:

$$N_e = N_i - N_{mn} = const.$$

Здесь $N_{mn} = p_{mn} \cdot V_h \cdot \frac{z \cdot n}{60} \cdot \frac{2}{i}$ – мощность механических потерь, $N_i = B_{ц} \cdot Q_H \cdot \eta_i \cdot \frac{z \cdot n}{60} \cdot \frac{2}{i}$ – индикаторная мощность,

где p_{mn} – среднее давление механических потерь, n – частота вращения коленчатого вала двигателя, z – число цилиндров двигателя, i – тактность двигателя, Q_H – низшая теплота сгорания топлива, η_i – индикаторный КПД двигателя.

Зависимость $p_{mn} = f(T_{oxl})$ может быть определена по экспериментальным данным для конкретного двигателя.

Таким образом, исходя из зависимости $N_i - N_{mn} = const$, имеем:

$$N_i(T_{oxl1}) - N_{mn}(T_{oxl1}) = N_i(T_{oxl2}) - N_{mn}(T_{oxl2}),$$

или

$$B_{ц}(T_{oxl1}) \cdot Q_H \cdot \eta_i \cdot \frac{z \cdot n \cdot 2}{60 \cdot i} - p_{mn}(T_{oxl1}) \cdot V_h \cdot \frac{z \cdot n \cdot 2}{60 \cdot i} = B_{ц}(T_{oxl2}) \cdot Q_H \cdot \eta_i \cdot \frac{z \cdot n \cdot 2}{60 \cdot i} - p_{mn}(T_{oxl2}) \cdot V_h \cdot \frac{z \cdot n \cdot 2}{60 \cdot i}$$

$$\text{Принимаем } B_{ц}(T_{oxl1}) = K \cdot B_{ц}(T_{oxl2}) = K \cdot B_{ц}.$$

После математических преобразований имеем:

$$K \cdot B_{ц} \cdot Q_H \cdot \eta_i - p_{mn}(T_{oxl1}) \cdot V_h = B_{ц} \cdot Q_H \cdot \eta_i - p_{mn}(T_{oxl2}) \cdot V_h$$

Откуда:

$$K = \frac{B_{ц} \cdot Q_H \cdot \eta_i}{B_{ц} \cdot Q_H \cdot \eta_i} + (p_{mn}(T_{oxl1}) - p_{mn}(T_{oxl2})) \cdot \frac{V_h}{B_{ц} \cdot Q_H \cdot \eta_i}.$$

Обозначим: $p_{mn}(T_{oxl1}) - p_{mn}(T_{oxl2}) = \Delta p_{mn}$, значение которого возможно определить по методике [4] в виде $\Delta p_{mn} = f(T_{oxl}, n)$.

Следовательно

$$K = 1 + \Delta p_{mn} \cdot \frac{V_h}{B_{ц} \cdot Q_H \cdot \eta_i}.$$

Очевидно, что $\frac{V_h}{Q_H \cdot \eta_i} = C_{oxl} \approx const$, то есть

$$K = 1 + \Delta p_{mn} \cdot \frac{C_{oxl}}{B_{ц}}.$$

При подстановке в приведенную выше зависимость, получим:

$$B_{ц}(T_{oxl1}) = K \cdot B_{ц} = \left(1 + \Delta p_{mn} \cdot \frac{C_{oxl}}{B_{ц}}\right) \cdot B_{ц} = B_{ц} + \Delta p_{mn} \cdot C_{oxl} = B_{ц} + \Delta B_{ц}^{oxl}$$

Таким образом, может быть получена однозначная зависимость для определения абсолютного изменения цикловой подачи топлива от изменения механических потерь в зависимости от температуры охлаждающей жидкости и частоты вращения коленчатого вала двигателя в виде:

$$\Delta B_{ц}^{oxl} = C_{oxl} \Delta p_{mn} = f(T_{oxl}, n).$$

Определение предварительной продолжительности управляющего импульса

Определенные таким образом значения $B_{ц}$, $B_{ц}^{oxp}$ и $\Delta B_{ц}^{oxl}$ связаны между собой соотношением:

$$B_{ц}^* = \min \left\{ B_{ц}^{oxp}; (B_{ц} + \Delta B_{ц}^{oxl}) \right\}.$$

То есть, определяется предварительное значение цикловой подачи как минимальное из величины, определенной по базовой матрице с учетом абсолютного увеличения для преодоления механических потерь непрогретого двигателя, и величины, ограниченной участком отрицательной коррекции.

На основании этого значения и показаний датчика давления в аккумуляторе можно определить предварительное значение продолжительности управляющего сигнала на электромагнит форсунки исходя из ее гидравлической характеристики [3]:

$$\tau_{впр}^* = f(B_{ц}^*, P_{ак}^0).$$

Коэффициент изменения цикловой подачи от температуры топлива

Так как система Common Rail обеспечивает объемную подачу топлива, то при изменении его плотности вследствие изменения температуры изменится величина массовой цикловой подачи.

$$B_{ц} = V_{ц} \cdot \rho_m,$$

где $\rho_m = f(T_{mon})$ – плотность топлива, T_{mon} – температуры топлива в аккумуляторе.

Следовательно, необходимо ввести корректировку величины цикловой подачи по температуре топлива в аккумуляторе. Очевидно, что для упрощения алгоритма корректировать можно продолжи-

тельность управляющего сигнала на электромагнит форсунки, поскольку его величина в рабочем диапазоне форсунки прямопропорциональна величине цикловой подачи топлива [5].

Объемный расход топлива через распылитель за цикл:

$$V_{ц} = \mu f_p \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{ак} - p_{ц})}{\rho_m}} \cdot \tau_{впр},$$

где μf_p – эффективное проходное сечение форсунки, $p_{ц}$ – среднее давление газов в цилиндре на участке впрыскивания топлива.

Пренебрегая значением $p_{ц}$ с учетом его малости по сравнению со значением $p_{ак}$ и приняв $\mu f_p \sqrt{2} = C_{мон} = const$, имеем:

$$V_{ц} \approx C_{мон} \cdot \sqrt{\frac{p_{ак}}{\rho_m}} \cdot \tau_{впр}.$$

Переходя к массовой подаче, получим:

$$B_{ц} = V_{ц} \cdot \rho_m = C_{мон} \cdot \sqrt{p_{ак} \cdot \rho_m} \cdot \tau_{впр}.$$

Зависимость плотности дизельного топлива от

Таблица 1. Зависимость $K_{мон}$ от температуры

$T_{мон},$ °C	-20	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280
$K_{мон}$	0,983	0,991	1,000	1,008	1,017	1,025	1,033	1,042	1,050	1,058	1,066	1,074	1,082	1,089	1,097	1,105

Коэффициент отключения топливоподачи при торможении двигателем

При переходе на режим торможения двигателем (или при использовании горного (моторного) тормоза), необходимо отключить подачу топлива в цилиндры. Поэтому:

$$K_V = 0 \text{ при условии } X=0 \text{ и } n > n_{min},$$

$$K_V = 1 \text{ во всех остальных случаях.}$$

Коэффициент отключения топливоподачи при достижении максимальной частоты вращения

При превышении максимальной допустимой частоты вращения коленчатого вала дизеля n_{max} необходимо отключить подачу топлива в цилиндр. Тогда:

$$K_{pez} = 0 \text{ при } n > n_{max},$$

$$K_{pez} = 1 \text{ во всех остальных случаях.}$$

Коэффициент относительного изменения цикловой подачи при изменении напряжения питания

Очевидно, что на требуемую величину продол-

его температуры представлена в [6] в виде:

$$\rho_m(T_{мон}) = \frac{\rho_0(20^\circ)}{1 + \alpha_D \cdot \Delta T_{мон}},$$

где ρ_0 – начальная (нормальная) плотность топлива при температуре 20°C , кг/м^3 , $\alpha_D = 0,00085 \text{ K}^{-1}$ – коэффициент линейного температурного расширения дизтоплива, $\Delta T_{мон} = T_{мон} - 20$.

Следовательно, для обеспечения $B_{ц} = const$ при $T_{мон} = var$ необходимо выполнить условие:

$$C_{мон} \cdot \sqrt{p_{ак} \cdot \rho_0(20^\circ)} \cdot \tau_{впр} = C_{мон} \cdot \sqrt{p_{ак} \cdot \rho_m(T_{мон})} \cdot K_{мон} \cdot \tau_{впр}$$

$$\text{Откуда } K_{мон} = \sqrt{\frac{\rho_0(20^\circ)}{\rho_m(T_{мон})}}.$$

Тогда:

$$K_{мон} = \sqrt{1 + \alpha_D (T_{мон} - 20)} = \sqrt{1 + 0,00085 (T_{мон} - 20)} = f(T_{мон})$$

В табличном виде полученное уравнение представлено в табл.1.

жительности управляющего сигнала для обеспечения требуемой $B_{ц}$ оказывает влияние уровень электрического напряжения этого сигнала. Указанное влияние имеет достаточно сложный характер и может быть определено только в процессе адаптации системы на дизеле.

В предложенном алгоритме указанный фактор учитывается коэффициентом K_{U12} таким образом:

$$K_{U12} = f(U),$$

где U – напряжение питания бортовой электрической сети транспортного средства (генератора, аккумулятора двигателя).

Выводы

По результатам представленной работы можно заключить, что выражение

$$\tau_{впр} = f\left(\min\{B_{ц}^{оп}; (B_{ц} + \Delta B_{ц}^{oxl})\}, p_{ак}^o\right) \times K_{мон} \times K_V \times K_{pez} \times K_{U12}$$

является однозначно определяющим уравнением для построения алгоритма электронного управления топливоподачей дизеля с системой Common Rail. Реа-

лизиція вычислений с помощью этого уравнения выполняется путем интерполяции табличных значений приведенных выше факторов, а именно:

$$B_{ц}^{одр} = f(p_s, T_s), \Delta B_{ц}^{одр} = f(T_{одр}, n),$$

$$\tau_{впр}^* = f(B_{ц}^*, p_{ак}^0), K_{мон} = f(T_{мон}), K_V = f(X, n),$$

$$K_{рег} = f(n), K_{U12} = f(U) \text{ и базовой таблицы } B_{ц} = f(X, n).$$

Значения параметров для перечисленных таблиц могут быть найдены в результате экспериментальных или численно-экспериментальных исследований на конкретном дизеле.

Кроме того, для завершения создания алгоритма необходимо:

1. Разработать структурную схему реализации алгоритма с учетом синхронизации управляющих сигналов с рабочим процессом дизеля.
2. Дополнить алгоритм управления зависимостями, обеспечивающими вычисление величин управляющих сигналов на режимах пуска, прогрева

УДК 621. 43. 016

**О.В. Триньов, канд. техн. наук, В.Т. Коваленко, канд. техн. наук,
С.В. Обозний, інж., В.П. Куць, магістр, О.М. Клименко, студ.**

ОЦІНКА МЕХАНІЧНИХ НАПРУЖЕНЬ У ВИПУСКНИХ КЛАПАНАХ МЕТОДАМИ ТЕНЗОМЕТРІЇ

Напружено-деформований стан випускного клапана формується під впливом механічних і температурних факторів. Безумовно, що найбільш надійну інформацію щодо рівня механічної і теплової напруженості можна отримати в ході моторного експерименту, але при цьому суттєво зростають складність, вартість, тривалість такого випробування, проявляється вплив температурного фактора на роботу датчиків, зокрема тензометричних. В той же час розроблені математичні моделі випускного клапана та клапанного вузла дозволяють проаналізувати вплив на формування ТНС як лише механічних навантажень, так і лише температурних. Зазначений момент і був використаний при проведенні безмоторного експерименту з тензометрії. Метою проведеного експерименту було також уточнення вибраної схеми закріплення клапана при розгляді задачі механіки.

Слід зазначити, що подібні експерименти проводилися і раніше. Так в роботі [1] визначався вплив жорсткості тарілки клапана дизеля 4 ЧН 12/14 СМД-14 на інтенсивність зношення клапанного гнізда

и холостого хода двигателя.

Список литературы:

1. Пинский Ф. И. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания: учебное пособие / Ф.И. Пинский, Р.И. Давтян, Б.Я. Черняк. – М.: «Легион-Автодата» –2001. – 136 с.
2. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. –М.: ЗАО «КЖИ «За рулем» – 2004. – 485 с.
3. Прохоренко А.А. Базовая характеристика управления топливоподачей дизеля, оснащенного системой *Common Rail* / А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2008. – №2. С. 39–44.
4. Парсаданов И.В. Многофакторный анализ механических потерь в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом/ И.В. Парсаданов, С.Ю. Белик // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2008. – №1-. С. 34–37.
5. Марченко А.П. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке системы *Common Rail* в среде *MATLAB/Simulink*/ А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2006. – №1. – С.98–101.
6. Хряцев Ю.Е. Электроника корректирует подачу топлива в дизель/ Ю.Е. Хряцев, Л.В. Матросов, А.М. Трепов, В.Н. Полягошко // *Автомобильная промышленность*. – 2001. – №7. – С.13–16.

в головці циліндрів і опорної фаски клапана. Збільшення жорсткості клапана досягалося за рахунок збільшення радіуса галтелі тарілки. Було встановлено, що за рахунок збільшення жорсткості орієнтовно на 25 % на режимах номінальної потужності дизеля в межах 300 годин випробування зношення зменшилося майже в два рази. Отримані результати [1] свідчать про те, що пружна деформація тарілки суттєво впливає на зношення спряження клапана з гніздом в головці циліндрів. В експерименті також було встановлено, що величина прогинання тарілки змінюється лише в перетинах поблизу зовнішніх діаметрів тарілки. При цьому експериментальне дослідження деформації тарілки проводилося на спеціально розробленому пристрої. Клапан встановлювався в корпусі, який повторював в зоні спряження конструкцію серійної головки циліндрів. Клапан навантажувався зі сторони тарілки гідравлічним шляхом, тиск моторного мастила, яке використовувалося в експерименті, контролювався манометром. Деформації тарілки в окремих точках