

УДК 621.436

С. И. ТЫРЛОВОЙ, канд. техн. наук, доц. ВНУ им. В. Даля, Луганск

К МОДЕЛИРОВАНИЮ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ ВЫСОКООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Представлены некоторые результаты моделирования переходных процессов высокооборотного дизеля при различных износах плунжерных пар и при использовании топлив различной вязкости, а также проведено сравнение основных показателей переходных процессов двигателей с различными регуляторами. Показано, что динамические показатели двигателя с различными типами регуляторов одинаковы, расход топлива в переходном процессе для ДВС с электронным регулятором меньше на 26% и отсутствует недожог топлива. Износ плунжерных пар ТНВД увеличивает длительность начальной фазы переходного процесса, в дальнейшем отличий нет. При использовании кислородосодержащих биотоплив (БТ) динамические показатели двигателя улучшаются (5 - 7%) при соответствующем увеличении расхода БТ.

Ключевые слова: дизели, переходные процессы, регуляторы, цикловая подача топлива, разгон.

Вступление. Переходные процессы (ПП) занимают значительную часть времени работы автомобильного двигателя. Поэтому затраты топлива на этих режимах являются важной составляющей эксплуатационного расхода.

В автохозяйствах страны широко используются экономичные высокооборотные дизели с распределительными топливными насосами (ТНВД), оснащенные механическими или электронными регуляторами. В эксплуатации этих ДВС могут иметь место значительные износы плунжерных пар, использование топлива различного состава, в том числе биотоплив. Как это влияет на расход топлива и динамические показатели двигателя и автомобиля? Такие сведения в доступной литературе отсутствуют. В настоящей работе выполнено моделирование переходных процессов высокооборотного дизеля с механическим и электронным регуляторами при различных износах плунжерных пар и при использовании топлив разной вязкости.

Анализ последних исследований и публикаций. Устройство механических и электронных систем регулирования и их функционирование достаточно хорошо описано во многих работах, например [1-5]. Ведущими исследовательскими фирмами разработаны программные комплексы для моделирования работы топливной аппаратуры (ТА), в том числе с электронным управлением. Весьма подробное и тщательное моделирование предоставлено русским расчетным комплексом «Дизель», который содержат модули расчета ТА и рабочего процесса дизеля [6]. В работах [7,8] даны зависимости физических параметров топлива (плотность, вязкость, сжимаемость) от текущего давления в процессе впрыскивания топлива, а так же теплотворные свойства биотоплив. Результаты моделирования [9] показали, что при переходных режимах высокооборотных дизелей координата дозатора далеко неоднозначно определяет величину цикловой подачи топлива (V_{II}). Последняя зависит так же от: частоты вращения, давления топлива в корпусе насоса, конструкции и износа нагнетательных клапанов, остаточного давления в трубопроводе высокого давления, износа плунжерных пар, вязкости топлива. В работе [10] показаны требования при определении эксплуатационного расхода топлива, где значительную часть режимов представляют переходные процессы разгона автотранспортных средств.

Для нахождения эксплуатационных расходов топлива транспортных средств необходимо моделировать множество переходных и установившихся режимов в пределах городских и магистральных циклов. Поэтому, простое использование

© С. И. Тырловой, 2013

результатов названных работ может оказаться недостаточно эффективным для анализа эксплуатационных режимов автотракторных дизелей.

Цель статьи – получить инструмент для определения, в известном приближении, экономических и динамических показателей высокооборотного дизеля на основе разработки имитационной модели переходных процессов, позволяющей учитывать тип регулятора частоты вращения и такие эксплуатационные факторы как износ плунжерных пар и вид топлива.

Материалы и результаты исследований. Модель ПП состоит блоков расчета текущих параметров регулятора частоты вращения (координата дозатора подачи топлива) и динамики ДВС, (как отсоединенного дизеля от автомобиля - свободные ПП - так и связанного с автомобилем) в комбинации с аппроксимирующими зависимостями для определения мгновенных значений $V_{ц}$, расхода и коэффициента избытка воздуха.

При счете переходного процесса дизеля с механическим регулятором координата дозатора z , определяемая силами деформаций пружин $E(\phi, z)$ и центробежными силами грузов $A(\omega, z)$, находится согласно работе [11] из уравнения:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial u} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = Q_z,$$

где T – кинетическая энергия системы, $Q_z = A(\omega, z) - E(\phi, z) - \theta \frac{dz}{dt}$ – обобщенная сила; θ – фактор гидродинамического трения; $u = dz / dt$.

В электронном регуляторе [12] скорость дозатора U_h (пренебрегая малой инерционностью исполнительных механизмов) пропорциональна отклонению частоты вращения вала ДВС (n) от заданного значения (n_0):

$$U_h = K_1 \cdot (n - n_0) / n_0 + K_2 \cdot d\omega / dt,$$

где K_1 – максимальная скорость перемещения дозатора ($K_1 = 0,4 \dots 1 \text{ м/с}$); K_2 – коэффициент усиления по 2-му каналу регулирования – угловому ускорению вала $d\omega / dt$ ($K_2 = 0,0001 \text{ м·с}$).

Для обеспечения бездымной работы дизеля координата дозатора $h_{от}$ не должна превышать предельного значения h_{max} , аппроксимирующие выражения для которого имеют вид (для дизеля 4Ч91/95 без турбонаддува):

$$h_{max} = (a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot y + a_4 \cdot y^2 + a_5 \cdot x \cdot y + a_0) \cdot 10^{-4},$$

где $a_0 = 9.082$; $a_1 = -0.608$; $a_2 = 0.023$; $a_3 = 0.256$; $a_4 = -0.00116$;

$$a_5 = -0.00172; \quad x = n/200; \quad y = V_{max} 10^6.$$

Вычисление предельной для данного режима и топлива цикловой подачи V_{max} производится следующим образом.

$$V_{max} = Gt_{max} / (Z_c \cdot n \cdot 30),$$

где Gt_{max} – максимально допустимый по пределу дымления на данном режиме часовой расход топлива; Z_c – число цилиндров; $Gt_{max} = G_B / \alpha_{min} / L_0$.

По координате дозатора определяется цикловая подача топлива $V_{ц}$. Так, например, зависимость $V_{ц}(z, n)$ при вязкости топлива 16 сСт и максимальных утечках в плунжерной паре имеет вид:

$$V_{ц} = a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot y + a_4 \cdot y^2 + a_5 \cdot x \cdot y + a_0,$$

где $y = z \cdot 10$ (z – положение дозатора в мм), $x = n/200$ (n – частота вращения коленчатого вала); $a_0 = -16.436$; $a_1 = 3.048$; $a_2 = -0.097$; $a_3 = 1.502$; $a_4 = 0.094$; $a_5 = -0.093$; $V_{ц}$ – в мг.

На рис. 1 показано влияние вязкости топлива на изменение $V_{ц}$ при постоянной координате дозатора для предельно изношенной плунжерной пары. Вязкость дизельного топлива (ДТ) 4сСт, максимальная вязкость биотоплива (БТ) 20 сСт.

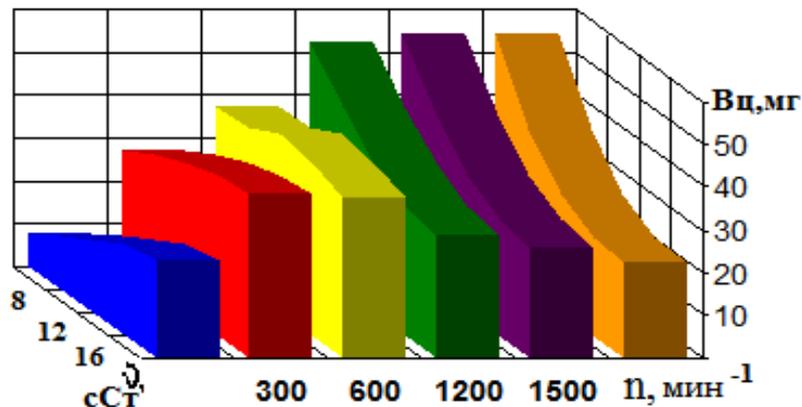


Рисунок 1 – Зависимость цикловой подача топлива от частоты вращения ГНВД и вязкости для предельно изношенной плунжерной пары при положении дозатора $z = 1,5$ мм

Моделирование рабочего процесса дизеля осуществлено с использованием методики Глаголева Н.М. (метод объемного баланса) для расчета газообмена и Гриневецкого-Мазинга для расчета рабочего цикла с уточненными коэффициентами для применения ее в широком диапазоне изменений нагрузки и частоты вращения. Последняя принята в расчете не только как наиболее простая, но и как весьма универсальная с ограниченным набором выбираемых коэффициентов.

По результатам моделирования рабочего цикла получены аппроксимирующие выражения для расхода воздуха G_B и крутящего момента M двигателя (с использованием Mathcad 11) в зависимости от коэффициента избытка воздуха (α), частоты вращения коленчатого вала с учетом вязкости топлива (ДТ – дизельное, БТ – биотопливо) и износа топливной аппаратуры. Например, для дизеля 4С91/95 получены выражения:

$$M = -48,613 \cdot \alpha + 2,739 \cdot \alpha^2 + 0,01443 \cdot n - 3,4 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 0,00037 \cdot \alpha \cdot n + 199,86 \quad (\text{ДТ});$$

$$M = -52,509 \cdot \alpha + 2,99 \cdot \alpha^2 + 0,01466 \cdot n - 3,5 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 0,00035 \cdot \alpha \cdot n + 212,8 \quad (\text{БТ}).$$

Для расхода воздуха G_B применительно к дизелю 4D56 (4С91/95) получено:

$$G_B = -0.000005746477 \cdot n^2 + 0.09481819 \cdot n - 6.709383.$$

Текущая угловая скорость коленчатого вала:

$$\omega = \omega + dt \cdot (M - M_c) / J_D,$$

где J_D – приведенный к оси коленчатого вала момент инерции ДВС и установки; M_c – момент сопротивления вращению коленчатого вала. Для автомобиля J_D включает массу автомобиля M_A , кинетическую энергию вращающихся масс T и общее передаточное отношение $i_S = i_{ГП} \cdot i_{КПП}$ ($i_{ГП}$ – для главной передачи, $i_{КПП}$ – для коробки переключения передач) между валом двигателя и колесами радиусом R_k :

$$J_D = (1 + \beta) \cdot M_A \cdot \left(\frac{R_k}{i_S}\right)^2,$$

где $\beta = 2 \cdot T / (M_a \cdot V_a^2)$; V_a – скорость автомобиля.

Приведенные расчетные зависимости позволяют моделировать переходные процессы высокооборотного дизеля, в том числе и при его установке на автомобиле.

Результаты исследования. Сравнительные расчетные переходные процессы разгона под нагрузкой дизеля 4D56 Mitsubishi Pajero 2.5 (4Ч91/95) с центробежным и электронным регуляторами показаны на рис. 2.

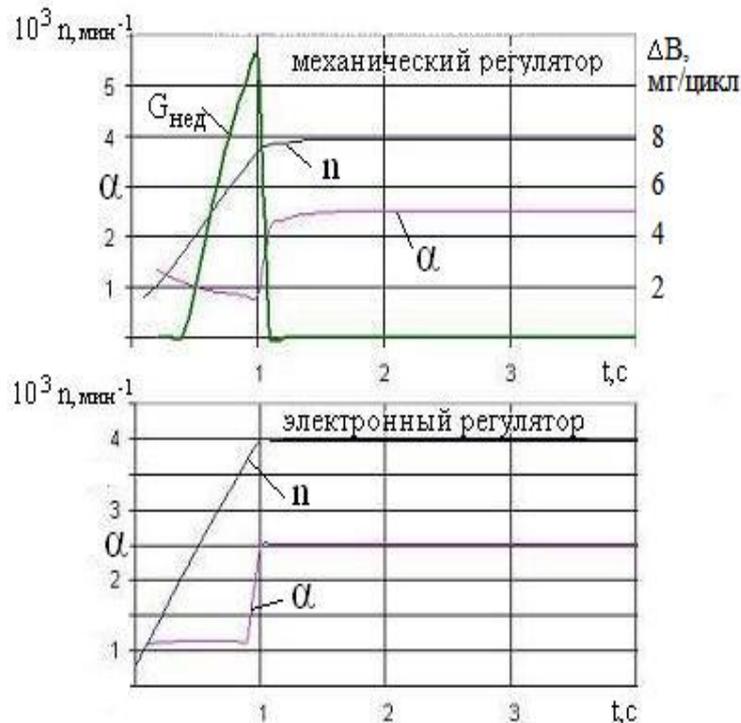


Рисунок 2 – Сравнительные переходные процессы разгона под нагрузкой дизеля с механическим и электронным регуляторами

При электронном регулировании переходной процесс условно бездымный, поскольку здесь $G_{нед}$ (недожог топлива) отсутствует.

Расчет процесса разгона автомобиля Mitsubishi Pajero с дизелем 4D56 (4Ч91/95) на 2-й передаче до скорости 38 км/час с использованием дизельного топлива при среднем износе (50%) топливной аппаратуры выполнен в 2-х вариантах: с механическим регулятором при штатных настройках и с электронным регулятором (рис. 3).

Ниже приведено сопоставление переходных процессов дизеля при работе на ДТ и БТ (рис. 4, 5). Как видно по рис. 4 время разгона двигателя при работе на кислородосодержащем топливе (БТ) меньше на 7% по сравнению с работой на дизельном топливе. Это объясняется 2-мя факторами: повышением крутящего момента в начальной фазе разгона при большем расходе БТ из-за особенностей характеристик подачи вязких топлив и меньшем недостатке воздуха для БТ, содержащего кислород.

Из рис. 5 видно, что продолжительность разгона при использовании БТ меньше, чем в случае применения ДТ. Это объясняется следующими факторами: наличием кислорода в топливе (50% подсолнечного масла и 50% ДТ) позволяет более эффективно использовать объем цилиндра за счет снижения на 8% теоретически необходимого количества воздуха для сгорания 1 кг топлива (при снижении его

теплоты сгорания на 7%); увеличением коэффициента молекулярного изменения на 4%; увеличением цикловой подачи БТ (см. рис. 4) в начальной фазе разгона.

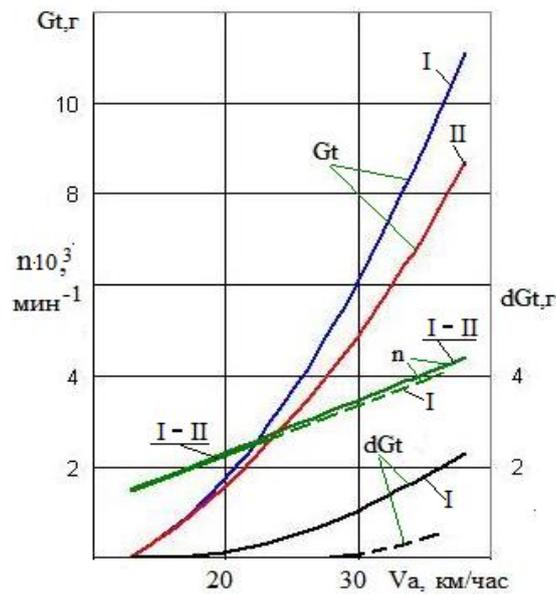


Рисунок 3 – Моделирование разгона автомобиля Mitsubishi Pajero с дизелем 4С91/95 на 2-й передаче (положение акселератора -100%)

I – механический регулятор (МР); II – электронный регулятор (ЭР); - - - МР при снижении $V_{сmax}$ на 20%. G_t – расход топлива; dG_t – недожог топлива из-за переобогащения смеси при штатной настройке МР; I-II – совпадение ЭР и МР без коррекции (20%) МР.

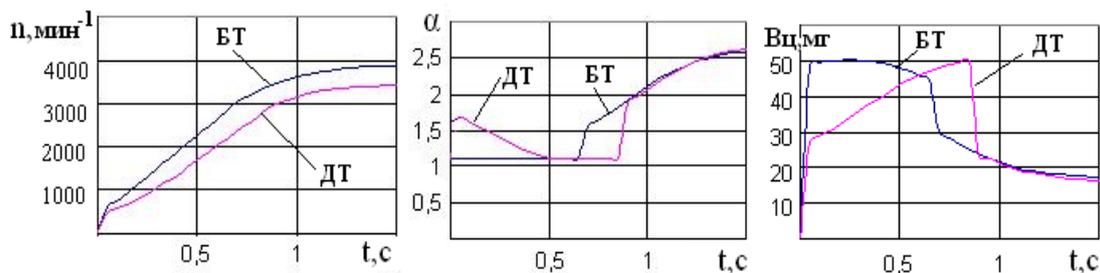


Рисунок 4 – Свободные процессы разгона дизеля 4С91/95 при работе на ДТ и БТ

На рис. 5 (а, б) показаны сравнительные ПП разгона под нагрузкой 100 Нм дизеля, работающего на ДТ и БТ.

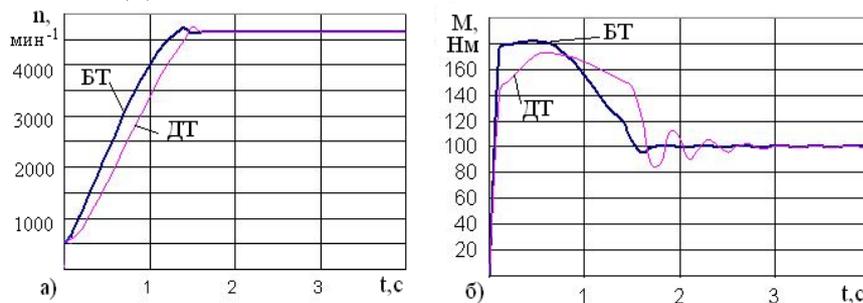


Рисунок 5 – Сравнение показателей переходных процессов при работе на ДТ и БТ.
а – частота вращения; б – крутящий момент двигателя

Износ плунжерной пары иллюстрируется рис. 6 для ПП разгона под нагрузкой 100 Нм с электронным регулятором и с использованием ДТ. Износ (по гидравлической плотности пары) определен по максимальному давлению на штуцере ТНВД при стартерной частоте вращения: 60 МПа – новая пара, 30 МПа – предельно изношенная пара.

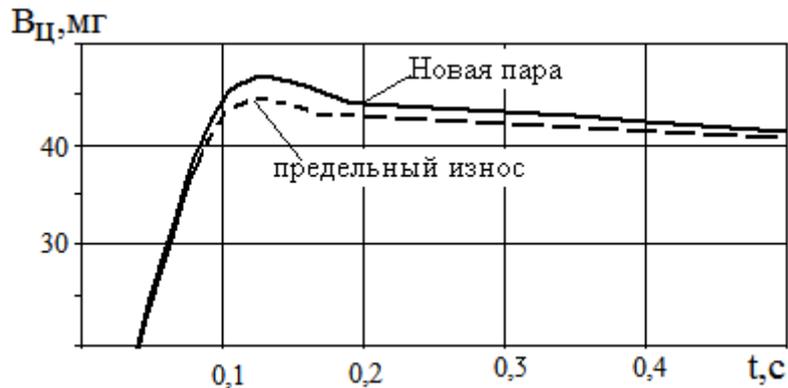


Рисунок 6 – Сравнение показателей переходных процессов дизеля при наличии предельного износа плунжерной пары

Полученные данные позволяют заключить, что заметное снижение цикловой подачи топлива при предельном износе плунжерной пары наблюдается только в начальной фазе ПП (0...0,5 с) при малых частотах вращения вала ДВС, при дальнейшем разгоне отличия исчезают.

Выводы. Из сравнения ПП ДВС с механическим и электронным регуляторами видно, что при штатной настройке механического регулятора динамические показатели двигателя с различными типами регуляторов одинаковы, расход топлива в переходном процессе для ДВС с электронным регулятором меньше на 26% и отсутствует недожог топлива (сажа). При уменьшении максимальной цикловой подачи на 20% дымление для МР существенно уменьшается, но ухудшаются динамические показатели двигателя в начале разгона. Этот недостаток объясняется сложностью обеспечения должной связи между подачей воздуха и топлива в двигателе с механическим регулятором.

Для дизельного топлива износ плунжерных пар ТНВД несколько увеличивает длительность начальной фазы переходного процесса, в дальнейшем отличий нет. Расход топлива в начальной фазе ПП снижен, суммарный – практически одинаков.

Использование кислородосодержащих биотоплив улучшает динамические показатели двигателя (5 - 7%) при соответствующем увеличении расхода БТ. Очевидно, положительный эффект от применения БТ может быть получен при его более низкой стоимости чем ДТ.

Учет конструкции автомобиля, данных по загрузке транспортного средства, профиля дороги и сопротивлений движению позволит прогнозировать эксплуатационные расходы топлива и оценивать выбросы сажи автомобилей зарубежного производства с учетом технического состояния топливной аппаратуры, применяемого топлива и типа регулятора частоты вращения коленчатого вала.

Список литературы: 1. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 3. Комп'ютерні системи керування ДВЗ / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов / За ред. проф. А. П. Марченка та Засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. – Харків: Прапор,

2004. – 344 с. 2. Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme. Dieselmotor-Management / Bosch. Hrsg.: Robert Bosch GmbH, Unternehmensbereich Kraftfahrzeug-Ausrüstung, Abteilung Technische Information (KH/VDT). Chef-Red.: Horst Bauer, Autoren: K.-O. Riesenberg.]. - 2., aktualisierte und erw. Aufl.-Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1998. – 304s. 3. Грехов Л. В. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина / Л. В. Грехов Л. В. - М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2001. – 176 с. 4. Голубков Л. Н. Топливные насосы высокого давления распределительного типа: Учебно-практическое пособие / Л. Н. Голубков, А. А. Савастенко, М. В. Эммиль. – М.: "Легион-Автодата", 2000. – 176 с. 5. Крайнюк О. І. Паливна апаратура автотракторних дизелів. Навчальний посібник / О. І. Крайнюк, С. І. Тирловий – Луганськ: Видавництво СНУ ім. В. Даля. – 2007. – 134 с. 6. Программный комплекс «Впрыск» для исследований топливоподачи. / МГТУ им. Баумана. <http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm>. 7. Марков В. А. Зависимость физических свойств автотракторных топлив от температуры и давления / В. А. Марков // Вестник МГТУ. Сер.: Машиностроение. 1999. – № 1, С. 57–73. 8. Семенов В. Г. Бюдизель. Фізико-хімічні показники та еколого-економічні характеристики роботи дизельного двигуна / В. Г. Семенов // НТУ "ХП". – Харків, 2002. – 143 с. 9. Тырловой С. И. К определению цикловой подачи топлива ТНВД при неустановившихся режимах высокооборотного автомобильного дизеля / С. И. Тырловой // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. 2010. – № 1, С. 57-61. 10. ГОСТ 20306-90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. – Взамен ГОСТ 20306-85. М.: Изд-во стандартов, 1992. – 41 с. 11. Тырловой С. И. Моделирование работы многорежимных регуляторов распределительных ТНВД / С. И. Тырловой // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2007. – №8(114), частина 1. – С. 171-176. 12. Тырловой С. И. Имитационная модель электронного регулятора частоты вращения автомобильного дизеля ТНВД / С. И. Тырловой // XVI КОНГРЕС двигунобудівників. Тези доповідей. – Харків, «ХАІ» 2011. – С. 70.

Надійшла до редколегії 04.05.2013

УДК 621.436

К моделированию эксплуатационных режимов высокооборотных дизелей / С. И. Тирловий // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 93–99. – Бібліогр.: 12 назв.

Представлені деякі результати моделювання перехідних процесів високооборотного дизеля при різних износах плунжерних пар і при використанні палив різної в'язкості, а також проведено порівняння основних показників перехідних процесів двигунів з різними регуляторами. Показано, що динамічні показники двигуна з різними типами регуляторів однакові, витрата палива в перехідному процесі для ДВЗ з електронним регулятором менше на 26% і немає недожегу палива. Знос плунжерних пар ПНВД збільшує тривалість початкової фази перехідного процесу, надалі відмінностей немає. При використанні кисневмісних біопалив (БТ) динамічні показники двигуна поліпшуються (5 - 7%) при відповідному збільшенні витрати БТ.

Ключові слова: дизелі, перехідні процеси, регулятори, циклова подача палива, розгін.

Some results of the transient simulation of high-speed diesel engine at various plunger wear and the use of fuels with different viscosity, as well conducted Comparison of major indicators unsteady the engine processes with various regulators. It is shown that the dynamic performance of the engine with different types of controllers are identical, the fuel consumption in the transition process for internal combustion engines with electronic control is less than 26% and no unburnt fuel. Depreciation plunger injection pump increases the duration of the initial phase of the transition process, further differences. When using oxygen-containing biofuels (BT), the dynamic performance of the engine are improved (5 - 7%) with a corresponding increase in the expense BT.

Keywords: diesels, transients, regulators, fuel portion, acceleration.