

Тырловой С.И., Ковтун А.С.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВЫСОКООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ В ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ

Показан подход и некоторые результаты моделирования рабочего процесса автомобильного высокооборотного дизельного двигателя на переходных и частичных режимах, включая холостой ход, что позволяет оценить путевой расход в городском цикле или в иных условиях эксплуатации, в том числе при использовании различных топлив и степени износа топливной аппаратуры. Показано функционирование модели на примерах расчета рабочего процесса и переходных режимов двигателя 4D56 (4Ч91/95) с использованием дизельного и смесового топлив. Установлено, что при использовании кислородосодержащих вязких биотоплив (БТ) динамические показатели двигателя улучшаются на (5 - 7%) при соответствующем увеличении расхода. Положительный эффект от применения БТ может быть получен при его более низкой стоимости по сравнению с ДТ.

Ключевые слова: рабочий процесс дизеля, цикловая подача, переходные процессы дизелей, путевой расход топлива, топливная экономичность.

Актуальность исследования. При эксплуатации автомобиля в городских условиях наиболее важными факторами являются топливная экономичность, динамические качества и безотказность. В настоящее время значительная часть автопарка стран СНГ представлена установками с экономичными высокооборотными дизельными двигателями, оснащенные различными типами топливной аппаратуры (ТА): распределительными ТНВД с механическими и электронными регуляторами, аккумуляторными системами питания и насос-форсунками. Работа этих двигателей при переходных процессах (ПП) практически не исследована, поэтому невозможно решить такую задачу как прогнозировать расход топлива в эксплуатации высокооборотных ДВС, поскольку переходные процессы составляют значительную часть общего времени их работы. Составной частью расчета переходных процессов является моделирование рабочего процесса названных двигателей на неустановившихся режимах.

Постановка проблемы. Для расчета рабочего процесса дизеля, прежде всего необходимо знать цикловую подачу топлива $V_{ц}$, которая зависит от координаты дозатора топлива. При переходных режимах высокооборотных дизелей координата дозатора неоднозначно определяет величину $V_{ц}$ [1]. Последняя зависит так же от: частоты вращения ДВС ($100 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$), износа плунжерных пар, вязкости топлива. Проблемой является создание такой модели рабочего процесса дизеля в переходных процессах, которая дает возможность учитывать названные режимные и конструктивные параметры (вид регулятора, насосного элемента ТА, литраж и момент инерции ДВС), а также физические свойства топлив (например, дизельного и вязких кислородосодержащих биотоплив). Причем расчетные модели ТА, ДВС и установки не должны быть чрезмерно сложными, что связано с необходимостью выполнять счет большого числа переходных процессов, каждый из которых включает в себя множество рабочих циклов. На основе полученных результатов могут быть определены путевые расходы топлива в различных условиях эксплуатации транспортного средства с ДВС при использовании дизельного и биотоплива.

Теоретический анализ исследования. Переходные процессы автомобильных силовых установок составляют значительную долю общего времени их работы [2]. Кроме того, в эксплуатационных условиях работа транспортных двигателей внутреннего сгорания характеризуется наличием износа плунжерных пар, использованием альтернативных топлив [3]. Проблеме неустановившихся режимов дизелей посвящено множество работ, например, [4-7] и другие. В работе [8] дана модель системы ДВС и ГТН применительно к двигателю автобуса ЛАЗ. Однако в данных работах отсутствуют методики и результаты исследования переходных процессов высокооборотных дизелей. Здесь имеют место большие градиенты изменения кинетической энергии элементов регулятора, зависящие как от момента времени переходного процесса, так и от положения названных элементов. Процессы топливоподачи описаны в работах [8, 9] и других. Современная и универсальная прикладная программа расчета рабочего процесса «Дизель» (МВТУ им. Н.Э. Баумана) имеет широкие возможности. Однако, при моделировании переходных процессах, составляющих значительную часть ездовых циклов, приходится выполнять большое количество расчетов единичных ПП, что требует экономного подхода к методам счета. Кроме того, переходные процессы могут идти по-разному в зависимости от износа плунжерных пар и вида топлива.

Цель статьи. Получить инструмент для определения в первом приближении экономических и динамических показателей высокооборотного дизеля на основе разработки имитационной модели рабочего процесса при переходных процессах высокооборотного автомобильного дизеля, позволяющей учитывать тип ТА и такие эксплуатационные факторы как износ плунжерных пар и вид топлива.

Задачи исследования: Выполнить моделирование рабочего процесса дизеля, дающее возможность осуществлять счет переходных процессов высокооборотных автомобильных двигателей с воспламенением от сжатия. Проверить функционирование модели при разгонах дизеля, работающего на дизельном и альтернативном топливах.

Изложение основного материала исследования. Применение известных методик, например, универсального программного комплекса «Дизель» (МВТУ им. Н.Э. Баумана), вызывает затруднения при счете множества рабочих циклов, составляющих даже один переходной процесс, а при расчете путевого расхода топлива для заданного маршрута, аппроксимируемого целым рядом ездовых циклов, в свою очередь состоящих из множества переходных процессов. Поэтому 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. Ниже приведены основные расчетные уравнения и принятые зависимости для расчета рабочего цикла дизеля на переходных процессах при использовании дизельного и биотоплива.

Процесс наполнения и параметры газа в конце процесса выпуска. Подогрев заряда от стенок цилиндра ΔT_1 принят изменяющимся по линейной зависимости от частоты вращения n . Температура остаточных газов

$$T_r = 600 + 0,05 \cdot (n - 1500) + 50 \cdot (3 - \alpha) + 0,25 \cdot (1,8 - \varepsilon).$$

Давления во впускном патрубке и выхлопном коллекторе:

$$P_s = -1,390868 \cdot n + 101289 \text{ (Па)}, \quad p_r = p_0 + 1200 \cdot S \cdot n / 30.$$

По результатам моделирования газообмена получено аппроксимирующее уравнение для давления в условном конце наполнения $P_a = -6,235638 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 - 5,130658 \cdot n + 102703 \text{ (Па)}$.

$$\text{Коэффициент наполнения } \eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a T_0 \frac{x}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{P_r}{P_0}\right)^{\frac{1}{k}}}{P_0 (T_s + \Delta T_1)}$$

$$\text{Коэффициент остаточных газов: } \gamma = \frac{x P_r T_0}{(\varepsilon - 1) P_0 \eta_v T_{ra}}$$

G_b – расход воздуха применительно к дизелю 4D56 (4Ч91/95):

$$G_b = -0,000005746477 \cdot n^2 + 0,09481819 \cdot n - 6,709383.$$

Процессы сгорания и расширения

По принятой методике расчета процесса сгорания в цилиндре дизеля для расчета используется частный случай 1-го закона термодинамики в виде:

$$\frac{\xi_z Q}{\alpha M_0 (1 + \gamma)} = \beta \mu c_{pmz} T_z - (\mu c_{vmc} + \mu R \lambda) T_c,$$

где Q – теплота сгорания 1 кг жидкого топлива; α – коэффициент избытка воздуха; M_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива; β – действительный коэффициент молекулярного изменения при сгорании; μc_{pmz} – средняя мольная теплоемкость в изобарном процессе для точки “z” расчетного цикла;

При использовании дизельного топлива (ДТ) $Q = Q_H$, при использовании смесового топлива $Q = Q^{TC}$ (БТ – биотоплива), состоящего в данном расчетном исследовании из ДТ и подсолнечного масла (ПМ).

Для смесового топлива низшая теплота сгорания 1 кг [2]:

$$Q_H^{TC} = N_{\text{БИО}} \cdot Q_H^{\text{БИО}} + (1 - N_{\text{БИО}}) \cdot Q_H^{\text{ДТ}},$$

где $N_{\text{БИО}}$ – массовая доля БТ в топливной смеси; $Q_H^{\text{БИО}}$ – низшая теплота сгорания БТ, кДж/кг;

$Q_H^{\text{ДТ}}$ – низшая теплота сгорания дизельного топлива, кДж/кг.

Теплота сгорания смесовых топлив определялась согласно [2] в (кДж/кг) по формуле Менделеева:

$$Q_H = 33910 \cdot C + 103010 \cdot H - 10890 \cdot (O - S),$$

где C, H, O, S – массовые доли соответствующих элементов в топливе.

Для дизельного топлива принят состав $C = 0,855, H = 0,15, O = 0$, для смесового топлива, состоящего из 50% подсолнечного масла (ПМ) и 50% дизельного (ДТ): $C = 0,818876, H = 0,12122, O = 0,059904$.

Степень повышения давления в процессе сгорания (λ) и коэффициент полноты индикаторной (μ) диаграммы определяли по опытным данным в зависимости от нагрузки:

$$\lambda = 0,082 + 0,825 \cdot (10 - \alpha) / 10; \quad \mu = 0,08 + 0,015 \cdot (10 - \alpha)$$

Коэффициент активного тепловыделения (ξ_z) при переходном процессе дизеля определяется в зависимости от нагрузки и частоты вращения по формулам:

$$\xi_{z0} = 2,370189 \cdot 10^{-13} \cdot n^3 - 0,0000000390 \cdot 5 \cdot n^2 + 0,00029098 \cdot 187 \cdot n + 0,2446592$$

$$y_1 = 0,0221883 \cdot \alpha^3 - 0,2857041 \cdot \alpha^2 + 1,118194 \cdot \alpha - 0,3434542, \quad \xi_z = \xi_{z0} \cdot y_1 \cdot 1,27.$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, (кмоль/кг) и (кг воздуха/кг):

$$M_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right);$$

$$L_0 = \frac{\left(\frac{8 \cdot C}{3 + H - O} \right)}{0,232}.$$

Химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси при сгорании для $\alpha > 1$:

$$\beta_0 = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\alpha M_0}.$$

Коэффициент относительных потерь тепла стенки в процессе расширения принят линейно зависящим от частоты вращения

$$We = 0,08 + 0,08 \cdot \frac{(6000 - n)}{6000}.$$

Показатели цикла, используемые для моделирования рабочих процессов в широком диапазоне изменения нагрузки ДВС и частоты вращения

Среднее давление механических потерь [15] для 4-х цилиндрового дизеля:

$$P_m = 2000 \cdot \left(0,064 + \frac{0,005113 \cdot s \cdot n}{30} \right) \cdot 1000.$$

Момент механических потерь двигателя:

$$M_m = N_m \cdot 30 \cdot 1000 / 3,141 / n,$$

где N_m – мощность механических потерь, определяема по P_m и n .

Расход воздуха за 1 рабочий цикл: $G_{вс} = \eta_v \cdot P_o \cdot V_h / 287 / T_0$

Расход воздуха за 1 час : $G_v = G_{вв} \cdot Z_{ц} \cdot n \cdot 30$, здесь η_v – коэффициент наполнения, $Z_{ц}$ – число цилиндров ДВС.

Расход топлива за 1 час: $G_t = G_b / \alpha / L_0$

Крутящий момент двигателя: $M_{кр} = Ne \cdot 30 \cdot 1000 / 3,141 / n$.

Для ДТ изменение КПД дизеля 4Ч91/95 в зависимости от частоты вращения и коэффициента избытка воздуха показано на рис. 1.

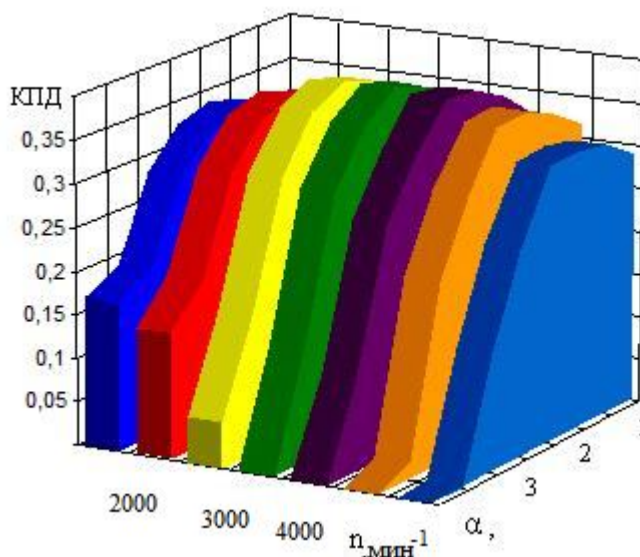


Рис. 1. Изменение КПД дизеля 4Ч91/95 при работе на ДТ

По результатам моделирования рабочего цикла получены аппроксимирующие выражения для расхода воздуха G_b и крутящего момента M (с использованием Mathcad 11) двигателя в зависимости от коэффициента избытка воздуха (α), частоты вращения коленчатого вала с учетом вязкости топлива (ДТ – дизельное, БТ – биотопливо) и износа топливной аппаратуры. Например, при износе ТА 50% для дизеля 4Ч91/95 получены выражения:

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

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

Величина α определялась по текущим в переходном процессе значениям расхода воздуха и топлива. Последний определялся в зависимости текущего положения дозатора z , частоты вращения вала ТНВД для заданных вязкости топлива и износе (гидравлической плотности) плунжерной пары. Так, например, зависимость $V_{ц}(z, n)$ при вязкости топлива 16 сСт и максимальных утечках в плунжерной паре имеет вид:

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

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

На рис. 2 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.

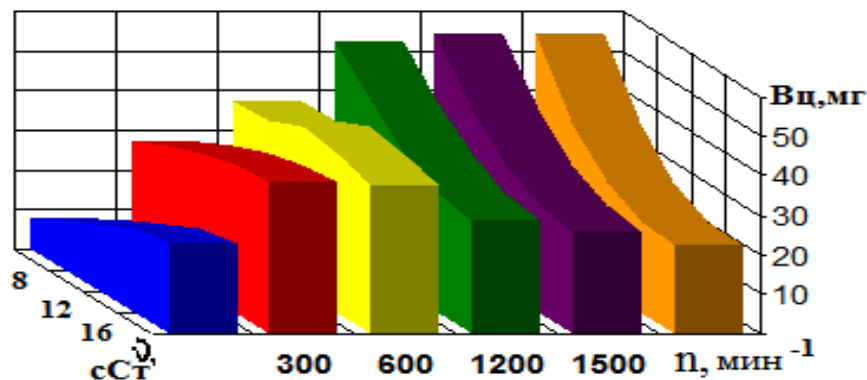


Рис. 2. Зависимость цикловой подача топлива от частоты вращения ТНВД и вязкости для предельно изношенной плунжерной пары при максимальном положении дозатора $Z = 1,5\text{мм}$

На рис. 3 показаны зависимости моментов двигателя от частоты вращения и α при использовании ДТ и БТ, на рис. 4 – увеличение M при использовании кислородосодержащего биотоплива.

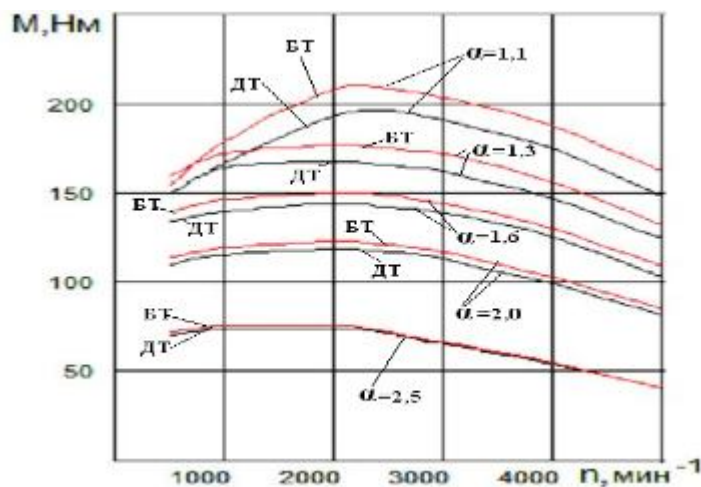


Рис. 3. К моделированию крутящего момента дизеля 4Ч91/95

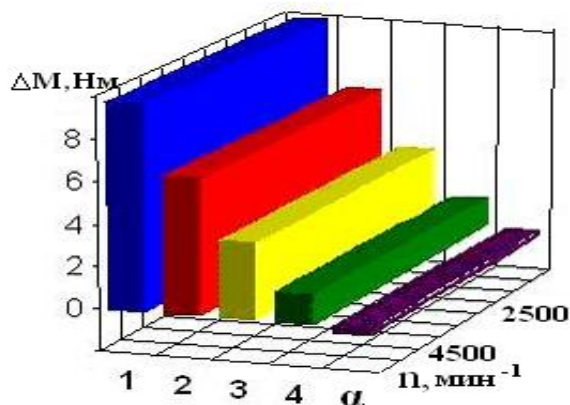


Рис. 4. Увеличение M при использовании смеси 50% дизельного топлива (ДТ) и 50% подсолнечного масла (ПМ) по сравнению с ДТ

Возрастание M при использовании БТ обусловлено следующим. Теоретически необходимое количество воздуха L_0 для сгорания 1 кг смеси 50% дизельного топлива (ДТ) и 50% подсолнечного масла (ПМ) составило 13,3 кг воздуха/кг смеси (вместо 14,37 для ДТ), а $\beta_0 = 1,035$ (вместо 1,01 для ДТ).

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.

Приведенные расчетные зависимости позволяют моделировать переходные процессы высокооборотного дизеля. На рис. 5 показан в качестве примера переходной процесс дизеля 4D56 (4Ч91/95) при использовании ДТ и среднем износе ТА в режиме разгона под нагрузкой от 400 до 4650 мин⁻¹. (акселератор 100%).

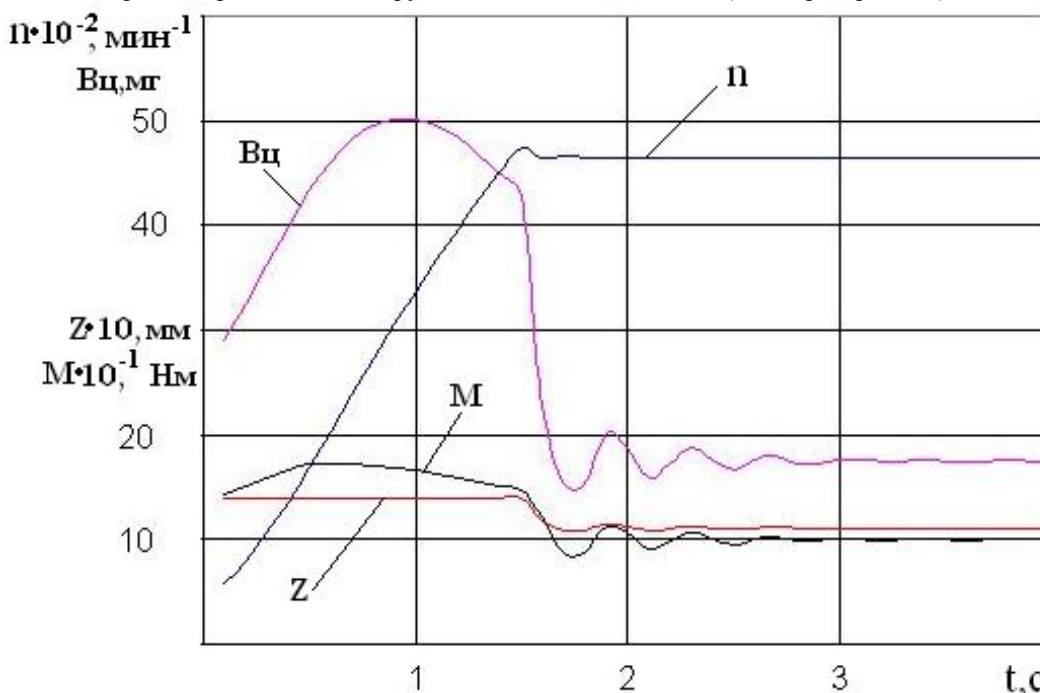


Рис. 5. Переходной процесс дизеля при использовании ДТ и среднем износе ТА в режиме разгона под нагрузкой $M_c=100$ Нм

Ниже приведено сопоставление переходных процессов дизеля при работе на ДТ и БТ (рис. 6).

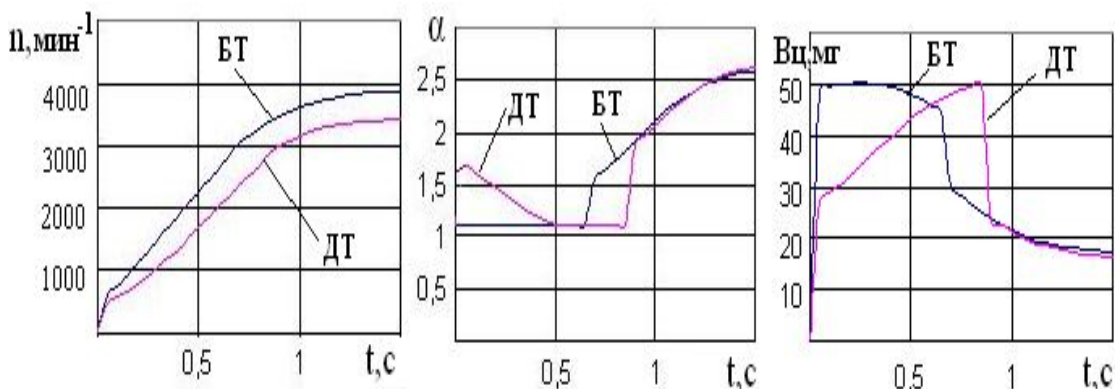


Рис. 6. Свободные переходные процессы разгона дизеля 4Ч91/95 при работе на ДТ и БТ

Как видно из рисунка 6 время разгона двигателя при работе на кислородосодержащем топливе (БТ) меньше на 7% по сравнению с работой на дизельном топливе. Это объясняется двумя факторами: повышением крутящего момента в начальной фазе разгона при большем расходе БТ из-за особенностей характеристик подачи и меньшем недостатке воздуха для БТ, содержащего кислород. Продолжительность разгона при использовании БТ меньше, чем в случае применения ДТ. Это объясняется следующими факторами: наличие 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.6) в начальной фазе разгона. Последнее наиболее ярко проявляется для плунжерных пар с низкой гидравлической плотностью.

Выводы.

1. Математическая модель позволяет моделировать рабочие процессы на любых эксплуатационных режимах высокооборотного дизеля, оснащенного механическим или электронным регулятором. Учет конструкции автомобиля, данных по загрузке транспортного средства и профиля дороги позволит прогнозировать эксплуатационные расходы топлива и оценивать выбросы сажи автомобилями зарубежного производства с учетом технического состояния топливной аппаратуры, применяемого топлива и системы автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала.

2. При использовании кислородосодержащих вязких биотоплив (БТ) динамические показатели двигателя улучшаются (5 - 7%) при соответствующем увеличении расхода БТ. В этом случае износ ТА меньше заметен в начальной фазе ПП, кроме того, возрастает безотказность установки за счет улучшения пусковых качеств двигателя до 100% при износе ТА, что особенно важно при горячем пуске. Очевидно, положительный эффект от применения БТ может быть получен при его более низкой стоимости по сравнению с ДТ.

Литература

1. Тырловой С. И. Влияние физических свойств топлива и условий эксплуатации на величину цикловой подачи высокооборотного автомобильного дизеля / С.И. Тырловой // Вісник Східноукраїнського національного університету ім.В.Даля: зб. наук. пр. / Вид-цтво «СНУ». - Луганськ,- 2010. - № 6 (148). Ч.2.- С. 10-14.
2. Костин А. К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев. - Л.: Машиностроение, 1989. – 284 с.
3. Семенов В. Г. Biodizel'. Фізико-хімічні показники та еколого-економічні характеристики роботи дизельного двигуна / В. Г. Семенов. – Харків.: НТУ "ХП", 2002. – 143 с.
4. Крутов В. И. Автоматическое регулирование и управление ДВС / В. И. Крутов. - М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.
5. Марков В. А. Разработка математических моделей для расчета переходных процессов транспортных дизелей / В.А. Марков, Е.Е. Полухин, М.И. Шленов и др.: Тезисы доклада на ВНТС в МГТУ им. Н.Э. Баумана // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. М.: Машиностроение. - 2007. - № 4. - С. 115.
6. Марков В. А. Улучшение показателей качества системы автоматического регулирования частоты вращения дизель-генератора / В. А. Марков, Е. Ф. Поздняков, М. И. Шленов // Известия ВУЗов. М.: Машиностроение. 2007. - № 1. - С. 29-39.
7. Емельянов Л. А. Развитие комплекса математических моделей дизеля, оснащенного аккумуляторной топливной системой с электронным управлением.- автореф. дис. на получение науч. степени канд. техн. наук.: спец. 05.02.08. «Технология машиностроения»/ Емельянов Л. А. - М.: МАДИ (ГТУ), 2007. – 18 с.
8. Лісовал А. А. Теоретичні основи управління подачею палива і повітря в дизелях з газотурбінним наддувом. Автореф. дисс. ... докт. техн. наук : 05.05.03 / А. А. Лісовал. – К.: НТУ, 2011. – 36 с.
9. 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.
10. Программный комплекс «Впрыск» для исследований топливоподачи. МГТУ им. Н.Э. Баумана. <http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm>.

References

1. Tyrlovoj S.I. Vlijanie fizicheskikh svojstv topliva i uslovij jekspluatacii na velichinu ciklovoj podachi vysokooborotnogo avtomobil'nogo dizelja / S.I. Tyrlovoj // Visnik Shidnoukraiïns'kogo nacional'nogo universitetu im.V.Dalja: zb. nauk. pr. / Vid-ctvo «SNU». - Lugans'k,- 2010. - № 6 (148). Ch.2.- S. 10-14.
2. Kostin A. K. Rabota dizelej; v uslovijah jekspluatacii: Spravochnik / A. K. Kostin, B. P. Pugachev, Ju. Ju. Kochinev. - L.: Mashinostroenie, 1989. – 284 s.
3. Semenov V. G. Biodizel'. Fiziko-himichni pokazniki ta ekologo-ekonomichni harakteristiki roboti di-zel'nogo dviguna / V. G. Semenov. – Harkiv.: NTU "HP", 2002. – 143 s.
4. Krutov V. I. Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie DVS / V. I. Krutov. - M.: Mashinostroenie, 1989. – 416 s.
5. Markov V. A. Razrabotka matematicheskikh modelej dlja rascheta perehodnyh processov transportnyh dizelej / V.A. Markov, E.E. Poluhin, M.I. Shlenov i dr.: Tezisy doklada na VNTS v MGTU im. N.Je. Baumana // Vestnik MGTU im. N.Je. Baumana. M.: Mashinostroenie. - 2007. - № 4. - S. 115.
6. Markov V. A. Uluchshenie pokazatelej kachestva sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya chastoty vrashhe-nija dizel'-generatora / V. A. Markov, E. F. Pozdnjakov, M. I. Shlenov // Izvestija VUZov. M.: Mashinostroenie. 2007. - № 1. - S. 29-39.
7. Emel'janov L. A. Razvitie kompleksa matematicheskikh modelej dizelja, osnashhennogo akumuljatornoj toplivnoj sistemoj s jelektronnym upravleniem.- avtoref. dis. na poluchenie nauch. stepeni kand. tehn. nauk.: spec. 05.02.08. «Tehnologija mashinostroenija»/ Emel'janov L. A. - M.: MADI (GTU), 2007. – 18 s.
8. Lisoval A. A. Teoretichni osnovi upravlinnja podacheju paliva i povitlja v dizeljah z gazoturbinnim nadduvom. Avtoref. diss. ... dokt. tehn. nauk : 05.05.03 / A. A. Lisoval. – K.: NTU, 2011. – 36 s.

9. Grehov L. V. Toplivnaja apparatura s jelektronnym upravleniem dizelej i dvigatelej s neposredst-vennym vpryskom benzina / L. V. Grehov L. V. - M.: Izd-vo "Legion-Avtodata", 2001. – 176 s.
10. Programmnyj kompleks «Vprysk» dlja issledovanij toplivopodachi. MGTU im. N. Je. Baumana. <http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm>.

Показано підхід та де-які результати моделювання робочого процесу автомобільного високообертового дизельного двигуна на перехідних та часткових режимах, включаючи холостий хід, що дозволяє оцінити шляхову витрату в міському циклі або в інших умовах експлуатації, в тому числі при використанні різних палив та ступеню зношування паливної апаратури.

Ключові слова: *робочий процес дизеля, циклова подача, перехідні процеси дизелів, шляхова витрата палива, паливна економічність.*

Approach and shows some results of the design working process high-speed diesel engine in the transient and partial modes including idle, estimating travel costs in urban or other conditions, including the use of various fuels and fuel equipment wear.

Key words: *diesel working process, cyclic pitch, transient diesel engines, track fuel consumption, fuel economy.*

Тырловой С.И. – канд. техн. наук, доцент кафедри «ДВС и машиноведение» ВНУ им. В.Даля

Ковтун А.С. – аспирант кафедри «ДВС и машиноведение» ВНУ им. В.Даля

Рецензент: Кравченко А.П. докт.техн.наук, профессор ВНУ им.В.Даля

Tyrlovoj S.I., Kovtun A.S.

THE HIGH-SPEED DIESEL WORKING PROCESS DESIGN IN TRANSITION PROCESS

Approach and shows some results of the design working process high-speed diesel engine in the transient and partial modes including idle, estimating travel costs in urban or other conditions, including the use of various fuels and fuel equipment wear. Shows the operation model based on the examples of workflow and transient engine 4D56 (4491/95) with diesel and fuel mixtures. It is established that the use of oxygen-containing viscous biofuels (BT), the dynamic performance of the engine are improved by (5 - 7%), with a corresponding increase in the flow rate. The positive effect of the WT can be obtained at its lower cost compared with DT.

Key words: diesel working process, cyclic pitch, transient diesel engines, track fuel consumption, fuel economy.

Research actuality. When driving in urban conditions, the most important factors are fuel efficiency, dynamic quality and reliability. Currently, a significant part of the fleet of the CIS countries represented plants with vysokoobortnymi economical diesel engines are fitted with various types of fuel equipment (TA) distribution pump with mechanical and electronic controls, rechargeable power systems and unit injectors. The performance of these engines transients (PP) is scarcely explored, so you can not solve this problem as predicting fuel consumption in high-speed engine operation, as transients up a significant portion of the total time of their work. A part of the calculation of transients is the simulation workflow engines on these transient modes.

Problem raising. For the calculation of the working process of a diesel is first necessary to know the fuel portion CC, which depends on the coordinates of the fuel dispenser. When transient high-speed diesel engines coordinate dispenser uniquely determines the value of CC [1]. The latter depends also on: engine speed (100 ... 5000 min⁻¹), plunger wear, fuel viscosity. The problem is to create a model of the working process of a diesel in the transition process, which makes it possible to take into account the mentioned regime and design parameters (type of controller, pump element TA, displacement and inertia of the engine), as well as physical svoystva fuels (such as diesel and viscous oxygenated biofuels). Moreover, computational models of TA, DIC and the installer does not have to be overly complicated, due to the need to carry out due to the large number of transients, each of which includes a plurality of cycles. On the basis of these results can be defined waypoints consumption under different operating conditions of the vehicle with the engine on diesel and biofuels.

Research theoretical analysis. Transients automobile power plants account for a significant proportion of their total time in [2]. In addition, operational conditions the work vehicle internal combustion engine characterized by a plunger wear, the use of alternative fuels. [3] The problem of unsteady modes of diesel engines has been widely discussed, for example, [4-7] and others. In [8] gave a model of the engine and GTN applied to the motor bus LAZ. However, in these papers there are no methods and results of the study transient high-speed diesel engines. Here there are great changes in the kinetic energy gradients elements regulator depending both on the time of transition, and the position of these elements. Fuel processes are described in [8, 9] and others. Modern and versatile application based workflow "Diesel" (Moscow State Technical University. Bauman) has a wealth of opportunities. However, when modeling transient, which constitute a substantial part of driving cycles, we have to perform a large number of calculations of single PCB, which requires economical approach to the methods of the bill. Additionally, transients may proceed differently depending on the plunger wear and fuel type.

Article aim. Get a tool to determine a first approximation, the economic and dynamic performance of high-speed diesel engine by developing a simulation model of workflow transient high-speed automobile diesel engine, which allows to consider the type of TA and operational factors such as how to wear plunger and fuel.

Research tasks. Run the workflow modeling of diesel, making it possible to carry out due to transient high-speed car engines with compression ignition. Check the operation of a diesel engine during acceleration model of a diesel and alternative fuels.

Research basic material exposition. Application of known techniques, for example, a universal software package "Diesel" (Moscow State Technical University. Bauman), causes many difficulties in counting cycles that make up even one transition process and the calculation of track fuel consumption for a given route, a number of aprksimiruemogo driving cycles consist in turn of a plurality of transients. Therefore modeling workflow diesel accomplished using techniques Glagoleva NM (Volume balance method) for the calculation of gas exchange and Grinevetsky-Masing to calculate the duty cycle with the revised coefficients for use in wide range of variations of load and speed. Last taken into account not only the most simple, but also as a highly versatile with a limited set of selectable ratios. The following are the main design equations and adopted according to the calculation cycle diesel engine on a transient on diesel and biofuels.

The filling process parameters and gas at the end of production. Heating of charge from the cylinder walls ΔT_r adopted by changing the linear dependence of the speed n . Temperature of the residual gas

$$T_r = 600 + 0,05 \cdot (n - 1500) + 50 \cdot (3 - \alpha) + 0,25 \cdot (1,8 - \varepsilon).$$

The pressure in the inlet manifold and the exhaust manifold:

$$P_s = -1,390868 \cdot n + 101289 \text{ (Pa)}, \quad p_r = p_0 + 1200 \cdot S \cdot n / 30.$$

According to the results obtained by simulation of gas exchange approximating equation for the pressure in the conventional end of the filling $P_a = -6,235638 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 - 5,130658 \cdot n + 102703$ (Па).

$$\text{Filling ratio } \eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a T_o \frac{x}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{P_r}{P_o}\right)^{\frac{1}{k}}}{P_o (T_s + \Delta T_t)}$$

$$\text{Residual gas factor: } \gamma = \frac{x P_r T_o}{(\varepsilon - 1) P_o \eta_v T_{ra}}$$

G_b – air flow rate in relation to a diesel engine 4D56 (4491/95):

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

The processes of combustion and expansion On the accepted method of calculating the combustion process in the cylinder of a diesel engine is used to calculate the particular case of the 1-st law of thermodynamics in the form of:

$$\frac{\xi_z Q}{\alpha M_0 (1 + \gamma)} = \beta \mu c_{pmz} T_z - (\mu c_{vmc} + \mu R \lambda) T_c,$$

where Q – heat of combustion of 1 kg of liquid fuel; α – excess air ratio; M_0 – theoretically necessary quantity of air for combustion of 1 kg of liquid fuel; β – the actual ratio of the molecular changes in the combustion; μc_{pmz} – average molar heat capacity in the isobaric process to the point of "z" of the billing cycle;

Based on diesel fuel (ДТ), using mixed fuel $Q = Q^{TC}$ (БТ – biofuels), which consists in the study of the settlement of the ДТ and sunflower oil (ПМ).

For the mixed fuel net calorific value of 1 kg [2]:

$$Q_H^{TC} = N_{\text{БИО}} \cdot Q_H^{\text{БИО}} + (1 - N_{\text{БИО}}) \cdot Q_H^{\text{ДТ}},$$

where $N_{\text{БИО}}$ – the mass fraction of БТ in the fuel mixture; $Q_H^{\text{БИО}}$ – net calorific value БТ, kJ / kg;

$Q_H^{\text{ДТ}}$ – net calorific value diesel fuel, kJ / kg.

The heat of combustion of mixed fuels was determined according to [2] in (kJ / kg) on Mendeleev's formula:

$$Q_H = 33910 \cdot C + 103010 \cdot H - 10890 \cdot (O - S),$$

where C, H, O, S – mass fractions of the respective elements in the fuel.

For the diesel fuel composition adopted $C = 0,855$, $H = 0,15$, $O = 0$, for mixed fuel consisting of 50% sunflower oil (ПМ) and 50% diesel fuel (ДТ): $C = 0,818876$ $H = 0,12122$ $O = 0,059904$.

The degree of pressure increase in the combustion process (λ) and the coefficient of fullness indicator (μ) diagrams were determined from experimental data as a function of load:

$$\lambda = 0.082 + 0.825 \cdot (10 - \alpha) / 10; \mu = 0.08 + 0.015 \cdot (10 - \alpha)$$

The activity coefficient of heat transient diesel engine is determined by the load and speed according to the formulas:

$$\xi_{z0} = 2.370189E-13 \cdot n^3 - 0.00000003905 \cdot n^2 + 0.00029098187 \cdot n + 0.2446592$$

$$y_1 = 0.0221883 \cdot \alpha^3 - 0.2857041 \cdot \alpha^2 + 1.118194 \cdot \alpha - 0.3434542, \xi_z = \xi_{z0} \cdot y_1 \cdot 1.27.$$

Theoretically necessary quantity of air for combustion of 1 kg of fuel, (kmol / kg) and (air kg / kg).

$$M_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right);$$

$$L_0 = \frac{\left(\frac{8 \cdot C}{3 + H - O} \right)}{0.232}.$$

The chemical index of the molecular changes during the combustion of the combustible mixture for $\alpha > 1$:

$$\beta_0 = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\alpha M_0}.$$

The coefficient of relative heat loss in the walls of the enlargement process adopted by a linear function of the speed

$$We = 0.08 + 0.08 \cdot \frac{(6000 - n)}{6000}.$$

Cycle parameters used for modeling workflows in a wide range of engine load and speed.

The average pressure of mechanical losses [15] for a 4-cylinder diesel engine:

$$P_m = 2000 \cdot \left(0.064 + \frac{0.005113 \cdot s \cdot n}{30} \right) \cdot 1000.$$

The moment the engine mechanical losses:

$$M_m = N_m \cdot 30 \cdot 1000 / 3.141 / n,$$

where N_m – friction horsepower, determinable by P_m и n .

$$\text{Air consumption per one working cycle: } G_{bc} = \eta_V \cdot P_o \cdot V_h / 287 / T_0$$

Air consumption per one hour : $G_B = G_{bc} \cdot Z_{ц} \cdot n \cdot 30$, here η_V - filling ratio, $Z_{ц}$ - the ICE number of cylinders.

$$\text{Fuel consumption per one hour: } G_t = G_B / \alpha / L_o$$

$$\text{Engine torque: } M_{kr} = N_e \cdot 30 \cdot 1000 / 3.141 / n.$$

For ΔT change efficiency of diesel 4Ч91/95 depending on the rotational speed and air-fuel ratio shown in fig. 1.

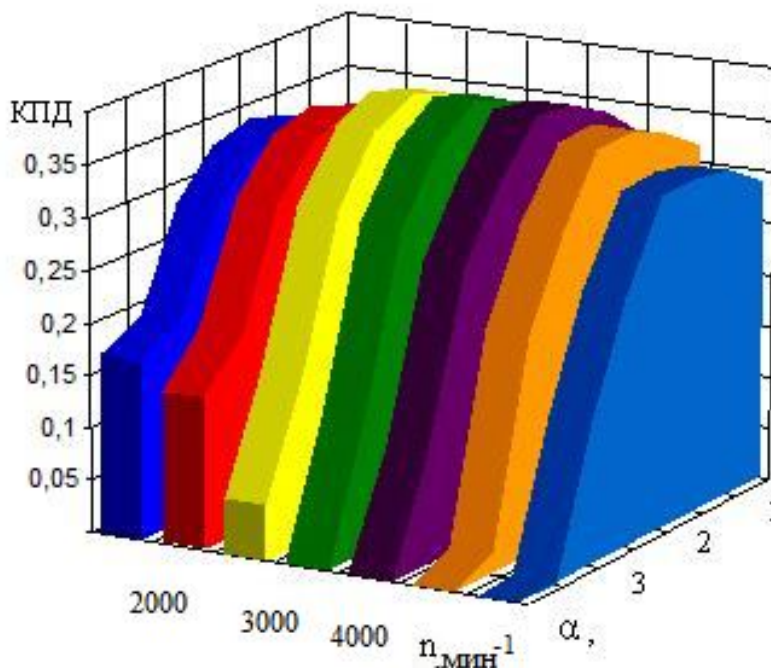


Fig. 1. Changing the efficiency of diesel 4Ч91/95 at work on ΔT

According to the simulation results obtained by cycle approximating expressions for the flow of air G_b and torque M (using Mathcad 11) of the motor depending on the excess air ratio (α), the engine speed with the fuel viscosity (ΔT – diesel fuel, BT – biofuel) wear and fuel equipment. For example, if worn FE 50% for diesel 4Ч91/95 the expressions:

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

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

Value α determined by the current values in the transient air and fuel flow. The latter is determined as a function of current position of the dispenser z , shaft speed HPFP for a given fuel viscosity and wear (hydraulic density) of the plunger assembly. For example, the relationship $B_n(z, n)$ when fuel viscosity 16 sSt and maximum leakage in the pump element is of the form:

$$\hat{A}_n = a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot y + a_4 \cdot y^2 + a_5 \cdot x \cdot y + a_0 (\text{мг}),$$

where $\delta = z \cdot 10$ (z – coordinate dispenser), $y = n/200$ (n – cranshaft rotation frequency);

$$a_0 = -16.436; a_1 = 3.048; a_2 = -0.097; a_3 = 1.502; a_4 = 0.094; a_5 = -0.093.$$

On fig. 2 shows the effect of fuel viscosity on the unaltered B_n at constant coordinate dispenser for extremely worn plunger assembly. Diesel fuel viscosity (ΔT) 4 sSt, maximum viscosity of biofuels (BT) 20 sSt.

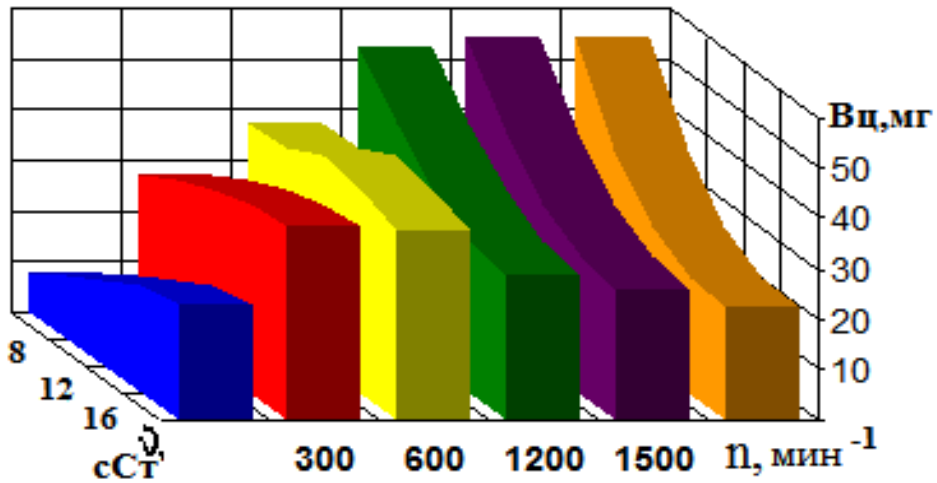


Fig. 2. The dependence of the fuel portion of the rotational speed HPFP and viscosity for extremely worn plunger assembly at the maximum position of the dispenser $Z = 1,5$ mm

On fig. 3 shows the dependence of the moments of the engine speed and α at using ДТ and БТ, on fig. 4 – increase of M in the use of oxygenated biofuels.

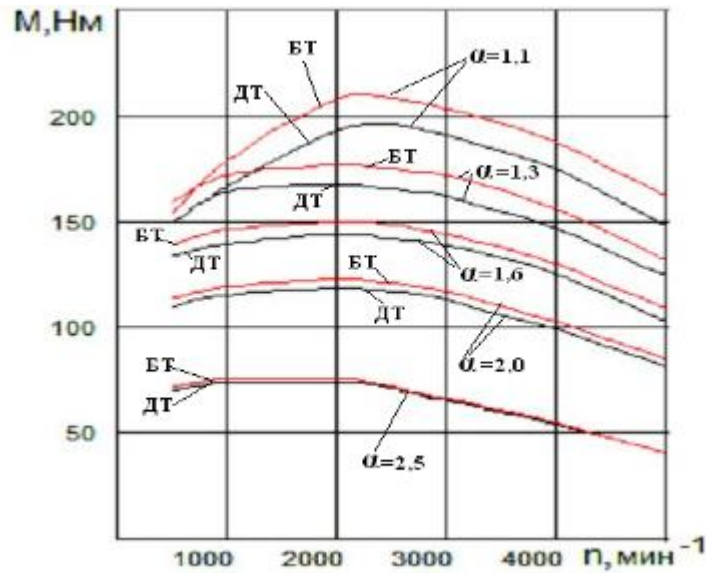


Fig. 3. By modeling the torque diesel 4Ч91/95

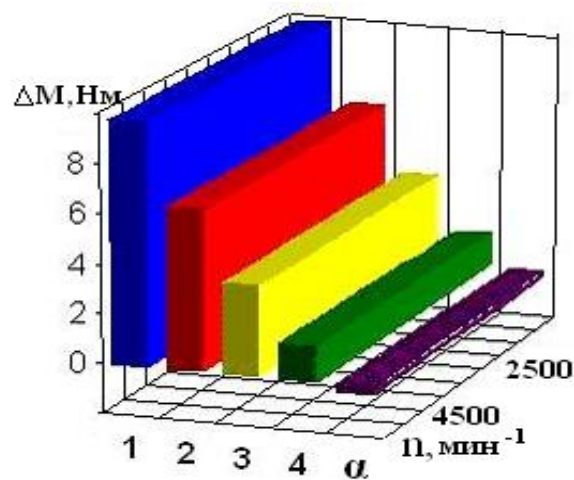


Fig. 4. Image M using a mixture of 50% diesel fuel (ДТ) and 50% sunflower oil (ИМ) as compared with ДТ

The increase of M at using БТ resulted in the following. In theory, the necessary air L_0 for the combustion of 1 kg of a 50% diesel (ДТ) and 50% sunflower oil (ПМ) amounted to 13,3 kg of air / kg of the mixture (instead of 14,37 for ДТ), and $\beta_0 = 1,035$ (instead of 1,01 for ДТ).

The current angular velocity of the crankshaft:

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

where J_D – reduced to the crankshaft moment of inertia ICE and plant; M_c – moment of resistance to rotation of the crankshaft.

These calculated curves can simulate transient processes of high-speed diesel. On fig. 5 as shown in example transient diesel 4D56 (4Ч91/95) at using ДТ and the average wear FE during acceleration under load from 400 to 4650 min^{-1} . (accelerator 100%).

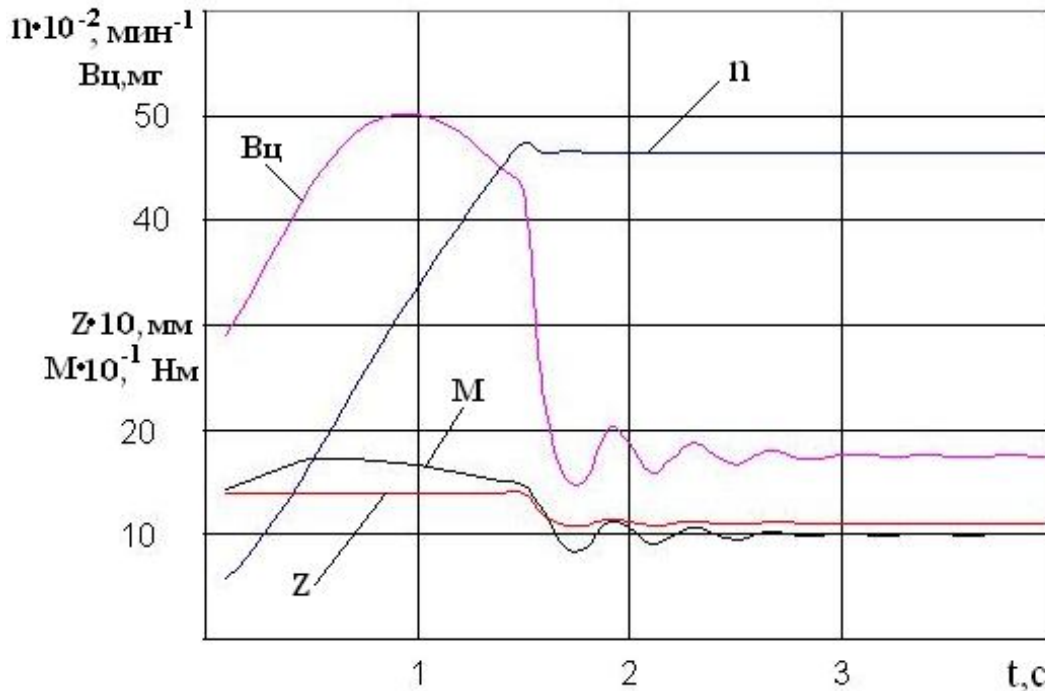


Fig. 5. Transient diesel engine using ДТ and the average wear FE during acceleration under load $M_c = 100 \text{ Nm}$

The following is a comparison of transient diesel engine at work on ДТ and БТ (fig. 6).

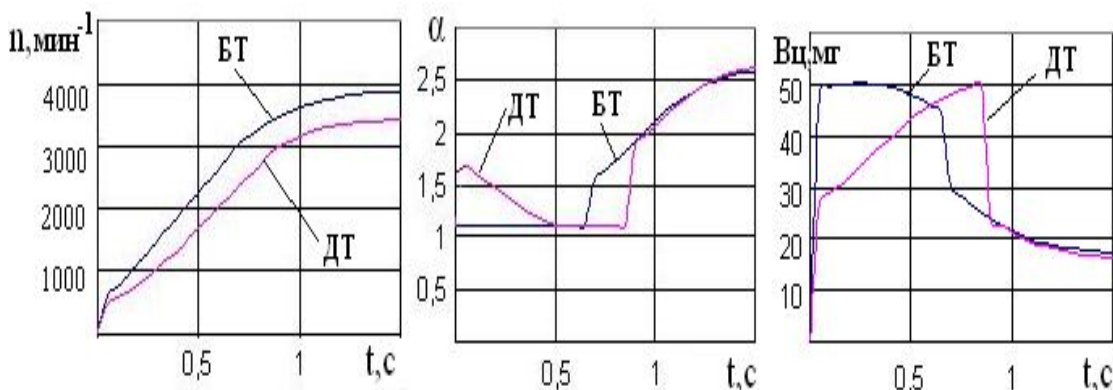


Fig. 6. Free transient acceleration of diesel 4Ч91/95 when working on ДТ and БТ

As can be seen from Figure 6 the acceleration of the engine under oxygen-containing fuels for (БТ) less on 7% compared to working on diesel fuel. This is due to two factors: the increase in torque in the initial phase of acceleration at high flow БТ because of the particular characteristics of the feed and the lack of air for less БТ, oxygen-containing. Duration of acceleration using БТ less than in the case of ДТ. This is due to the following factors: the presence of oxygen in the fuel (50% sunflower oil and 50% ДТ) makes better use of cylinder volume due to a decline of 8% of the theoretically required amount of air for the combustion of 1 kg of fuel (with a decrease of its calorific value by 7%), an increase in the coefficient of the molecular changes in the 4% increase in the supply cycle БТ (fig. 6) in the initial phase of acceleration. The last is most pronounced for the plunger with a low density of hydraulic.

Conclusions.

1. The mathematical model to simulate the working processes in all operating modes of high-speed diesel engine, equipped with a mechanical or electronic governor. Accounting for vehicle design, data loading of the vehicle

and road profile will predict the operating costs of fuel and to estimate the emissions of soot cars of foreign production, taking into account the technical condition of the fuel equipment, fuel used and the automatic control system of the engine speed.

2. When using oxygen-containing viscous biofuels (BT) improving the dynamic performance of the engine (5 - 7%), with a corresponding increase in consumption BT. In this case, wear FE less pronounced in the initial phase of transients, moreover, increases reliability of the system by improving the start-up of the engine to 100% wear FE, which is especially important in the hot start. Obviously, the positive effect of the BT can be obtained at its lower cost compared to ДТ.

References

1. Tyrlovoj S.I. Vlijanie fizicheskikh svojstv topliva i uslovij jekspluatacii na velichinu ciklovoj podachi vysokooborotnogo avtomobil'nogo dizelja / S.I. Tyrlovoj // Visnik Shidnoukraiïns'kogo nacional'nogo universitetu im.V.Dalja: zb. nauk. pr. / Vid-ctvo «SNU». - Lugans'k.,- 2010. - № 6 (148). Ch.2.- S. 10-14.
2. Kostin A. K. Rabota dizelej; v uslovijah jekspluatacii: Spravochnik / A. K. Kostin, B. P. Pugachev, Ju. Ju. Kochinev. - L.: Mashinostroenie, 1989. – 284 s.
3. Semenov V. G. Biodizel'. Fiziko-himichni pokazniki ta ekologo-ekonomichni harakteristiki roboti di-zel'nogo dviguna / V. G. Semenov. – Harkiv.: NTU "HPI", 2002. – 143 s.
4. Krutov V. I. Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie DVS / V. I. Krutov. - M.: Mashinostroenie, 1989. – 416 s.
5. Markov V. A. Razrabotka matematicheskikh modelej dlja rascheta perehodnyh processov transportnyh dizelej / V.A. Markov, E.E. Poluhin, M.I. Shlenov i dr.: Tezisy doklada na VNTS v MGTU im. N.Je. Baumana // Vestnik MGTU im. N.Je. Baumana. M.: Mashinostroenie. - 2007. - № 4. - S. 115.
6. Markov. V. A. Uluchshenie pokazatelej kachestva sistemy avtomaticheskogo regulirovanija chastoty vrashhe-nija dizel'-generatora / V. A. Markov, E. F. Pozdnjakov, M. I. Shlenov // Izvestija VUZov. M.: Mashinostroenie. 2007. - № 1. - S. 29-39.
7. Emel'janov JI. A. Razvitie kompleksa matematicheskikh modelej dizelja, osnashhennogo akumuljatornoj toplivnoj sistemoj s jelektronnym upravleniem.- avtoref. dis. na poluchenie nauch. stepeni kand. tehn. nauk.: spec. 05.02.08. «Tehnologija mashinostroenija»/ Emel'janov JI. A. - M.: MADI (GTU), 2007. – 18 s.
8. Lisoval A. A. Teoretichni osnovi upravlinnja podacheju paliva i povitlja v dizeljah z gazoturbinnim nadduvom. Avtoref. diss. ... dokt. tehn. nauk : 05.05.03 / A. A. Lisoval. – K.: NTU, 2011. – 36 s.
9. Grehov L. V. Toplivnaja apparatura s jelektronnym upravleniem dizelej i dvigatelej s neposredst-vennym vpryskom benzina / L. V. Grehov L. V. - M.: Izd-vo "Legion-Avtodata", 2001. – 176 s.
10. Programmnyj kompleks «Vprysk» dlja issledovanij toplivopodachi. MGTU im. N.Je. Baumana. <http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm>.

Tyrlovoj S.I. – cand.tech.science, docent of department «ICE and machine maintenance» EUNU named after V.Dahl

Kovtun A.S. – postgraduate student of department «ICE and machine maintenance» EUNU named after V.Dahl

Reviewer: Kravchenco A.P. doct.tech.science, professor EUNU named after V.Dahl