

А.Ю. РЕБРОВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
Т.А. КОРОБКА, студент НТУ «ХПИ»;
С.В. ЛАХМАН, студент НТУ «ХПИ»

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ В БЕЗРАЗМЕРНЫХ ВЕЛИЧИНАХ С УЧЕТОМ ЕГО ЗАГРУЗКИ И ПОДАЧИ ТОПЛИВА

Предложена математическая модель дизельного двигателя, которая учитывает загрузку двигателя по крутящему моменту и по частоте вращения коленчатого вала, а также положение органа управления подачей топлива. Расчет расхода топлива двигателем выполнен с использованием многопараметровой характеристики. Приведены результаты расчета расхода топлива двигателем в ходе выполнения тракторным агрегатом технологического процесса по обработке почвы при нагрузке, которая носит переменный характер.

Запропоновано математичну модель дизельного двигуна у відносних величинах, яка враховує загрузку двигуна по крутному моменту і по частоті обертання колінчастого валу, а також положення органу керування подачею палива. Розрахунок витрати палива двигуном виконаний з використанням багатопараметрової характеристики. Наведено результати обчислення витрати пального двигуном в ході виконання тракторним агрегатом технологічного процесу по обробці ґрунту при навантаженні, яке має змінний характер.

The article presents a mathematical model of diesel engine, which allows for loading of the engine by torque and speed of the crankshaft, as well as the position of throttle body. Calculation of fuel consumption made using multiparameter characteristics. It is shown the results of the engine fuel consumption calculation during the execution of the tractor unit process for treatment of soil under load, which is variable in time.

Введение. Экономичность машинно-тракторных агрегатов (МТА) во многом зависит от нагрузочного и скоростного режима работы тракторного двигателя при реализации технологического процесса механической обработки почвы. Топливная экономичность современных сельскохозяйственных тяговых технологий связана с оптимальной загрузкой двигателя и оптимальным управлением топливоподачей. Оба эти фактора определяются универсальной топливной характеристикой двигателя, которая наиболее точно отображает топливную экономичность при условии ее экспериментального определения или при постоянной коррекции данных о расходе топлива бортовой системой управления топливоподачей. Если экспериментальные данные об универсальной топливной характеристике двигателя отсутствуют, то ее можно построить теоретически по известным методикам. При выполнении МТА тяговых технологий нагрузка на двигатель в общем случае носит случайный динамический характер с коэффициентом вариации в пределах 0,12...0,16 [1]. В связи с этим представляет интерес исследование топливной экономичности на динамической модели МТА, включающей дизельный двигатель, математическая модель которого в относительных величинах предлагается к рассмотрению в данной работе.

Анализ последних достижений и публикаций. Для определения параметров и режимов работы дизельного двигателя в динамической постановке задачи обычно используют дифференциальное уравнение движения вала двигателя с приведенными к нему параметрами [1]:

$$J \cdot \dot{\omega} = M_e - M_c, \quad (1)$$

где J , M_c – приведенные к валу двигателя момент инерции маховых масс трансмиссии и трактора с сельскохозяйственным агрегатом и момент сопротивления движению.

В уравнении (1) M_c формируется внешними сопротивлениями по отношению к МТА и легко определяется, также как и J на соответствующей передаче. Обычно при моделировании процессов движения МТА возникают проблемы с моделированием эффективного крутящего момента двигателя M_e , который в общем случае зависит от скоростного режима и положения органа управления подачей топлива (без учета работы системы автоматического регулирования, которую представляет регулятор топливного насоса высокого давления). При решении подобных задач принимается ряд допущений о работе двигателя по внешней скоростной характеристике с полной подачей топлива или же математическая модель двигателя дополняется моделью регулятора, которая требует для своей реализации, зачастую, экспериментального определения коэффициентов, входящих в дифференциальное уравнение регулятора топливного насоса.

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является составление математической модели тракторного дизельного двигателя в относительных или безразмерных величинах, которую можно использовать для исследования и поиска экономичных режимов и приемов управления работой МТА как при установившихся, так и при переходных технологических процессах механической обработки почвы.

Математическая модель. Для корректного описания работы дизельного ДВС необходимо точно придерживаться установленной терминологии и понятий для исключения разночтений. Поэтому введем следующие понятия и обозначения величин, характеризующих работу двигателя.

Коэффициент загрузки двигателя по крутящему моменту [2]:

$$\varepsilon_M = \frac{M_e}{M_{\text{ном}}}, \quad (2)$$

где M_e – эффективный крутящий момент двигателя;

$M_{\text{ном}}$ – номинальный крутящий момент двигателя.

Коэффициент загрузки двигателя по частоте вращения:

$$\varepsilon_\omega = \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}}, \quad (3)$$

где ω – угловая скорость коленчатого вала двигателя;

$\omega_{\text{ном}}$ – номинальная угловая скорость коленчатого вала двигателя.

Коэффициент загрузки двигателя по мощности (или степень использования мощности) [2]:

$$\varepsilon_N = \frac{N_e}{N_{\text{НОМ}}} = \varepsilon_M \cdot \varepsilon_\omega, \quad (4)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя;

$N_{\text{НОМ}}$ – номинальная мощность двигателя.

Коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту:

$$k_M = \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{НОМ}}}, \quad (5)$$

где M_{max} – максимальный эффективный крутящий момент двигателя.

Коэффициент, обратный коэффициенту приспособляемости двигателя по частоте вращения:

$$\nu = \frac{1}{k_n} = \frac{\omega_{M_{\text{max}}}}{\omega_{\text{НОМ}}}, \quad (6)$$

где $\omega_{M_{\text{max}}}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальному эффективному крутящему моменту.

Смоделируем внешнюю скоростную характеристику дизельного двигателя, у которого коэффициент запаса двигателя по крутящему моменту не превышает 1,2, что справедливо для дизелей производства стран СНГ. Для таких двигателей (при отсутствии данных по экспериментально снятой внешней скоростной характеристике) можно воспользоваться одним из способов аппроксимации (параболой, повернутой параболой, эллипсом, кубическими сплайнами). Применим аппроксимацию параболой, причем возьмем ее нормированной, так, чтобы в номинальном режиме значение крутящего момента было равно 1. Тогда корректорная ветвь описывается выражением:

$$M_K = \frac{\nu^2 + (1 - 2 \cdot \nu) \cdot k_M}{(1 - \nu)^2} + \frac{2 \cdot (k_M - 1) \cdot \nu}{(1 - \nu)^2} \cdot \varepsilon_\omega - \frac{(k_M - 1)}{(1 - \nu)^2} \cdot \varepsilon_\omega^2. \quad (7)$$

Регуляторная ветвь описывается выражением:

$$M_P = \left(\frac{\omega_x - \omega}{\omega_x - \omega_{\text{НОМ}}} \right), \quad (8)$$

где ω_x – максимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя:

$$\omega_x = k_x \cdot \omega_{\text{НОМ}},$$

где k_x – коэффициент, определяющий крутизну регуляторной ветви внешней скоростной характеристики.

Нормированный крутящий момент двигателя:

$$M_{\text{НОМ}} = \left\{ \begin{array}{l} M_K, \quad \omega \in [\omega_{\text{min}}, \omega_{\text{НОМ}}] \\ M_P, \quad \omega \in (\omega_{\text{НОМ}}, \omega_x] \end{array} \right\}, \quad (9)$$

где ω_{min} – минимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя.

Чтобы не усложнять модель двигателя моделью регулятора и учесть его возможную частичную загрузку и зависимость эффективного крутящего момента от скоростного режима и положения органа управления подачей топлива, введем понятие коэффициента, характеризующего положение органа управления подачей топлива:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_\omega - (M_{\text{норм}} - \varepsilon_M) \cdot (k_x - 1), \quad (10)$$

Коэффициент ε_r имитирует загрузку двигателя по положению органа управления подачей топлива. Причем, необходимо отметить, что при максимальной загрузке по крутящему моменту, когда $\varepsilon_M = M_{\text{норм}}$, т. е. при выходе на внешнюю скоростную характеристику $\varepsilon_r = \varepsilon_\omega$. Таким образом, вполне логично положение о том, что, изменяя положение органа управления подачей топлива, оператор устанавливает определенный скоростной режим работы двигателя и скорость движения. Коэффициент, характеризующий положение органа управления подачей топлива всегда меньше коэффициента загрузки двигателя по частоте вращения, они равны только на внешней скоростной характеристике, когда:

$$M_{\text{норм}} - \frac{M_e}{M_{\text{ном}}} = 0. \quad (11)$$

Эффективный крутящий момент двигателя в соответствии с (10):

$$M_e = M_{\text{норм}} \cdot M_{\text{ном}} + \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\omega}{k_x - 1} \cdot M_{\text{ном}}. \quad (12)$$

В выражении (12) первое слагаемое представляет собой внешнюю скоростную характеристику двигателя как функцию скоростного режима (7), (8):

$$M_{\text{норм}} = f(\varepsilon_\omega). \quad (13)$$

Второе слагаемое учитывает загрузку двигателя по частоте вращения и подачу топлива, причем оно всегда не положительное, так как:

$$\frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\omega}{k_x - 1} = f(\varepsilon_r, \varepsilon_\omega) \leq 0. \quad (14)$$

Если принять во внимание, что: $\omega = \varepsilon_\omega \cdot \omega_{\text{ном}}$; $M_c = \varepsilon_M \cdot M_{\text{ном}}$ и подставить полученные выражения в (1), получим:

$$J \cdot \dot{\varepsilon}_\omega \cdot \omega_{\text{ном}} = \left(M_{\text{норм}} + \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\omega}{k_x - 1} - \varepsilon_M \right) \cdot M_{\text{ном}}. \quad (15)$$

Выражение (15) представляет собой дифференциальное уравнение движения коленчатого вала дизельного двигателя по относительной переменной ε_ω (коэффициент загрузки двигателя по частоте вращения) с учетом загрузки двигателя и положения органа управления подачей топлива.

При реализации уравнения (15) загрузка двигателя моментом сопротивления ε_M может быть абсолютно любой, вплоть до перегрузки

моментом на величину, превышающую коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту k_M . Если подача топлива достаточно интенсивная, то может оказаться $\varepsilon_r > \varepsilon_{\omega}$, что недопустимо. В этом случае двигатель переходит на внешнюю скоростную характеристику (корректорную ветвь) и принимается условие $\varepsilon_r = \varepsilon_{\omega}$. При этом развиваемый двигателем крутящий момент не зависит от положения органа управления подачей топлива. Для дизельного двигателя, оснащенного всережимным регулятором, который смоделирован выше, частичные характеристики представляют собой регуляторные ветви и фрагменты внешней скоростной характеристики.

В ходе моделирования переменная величина может изменяться в пределах $\varepsilon_{\omega} \in [\varepsilon_{\omega \min}, k_x]$ ($\varepsilon_{\omega \min} = \omega_{\min} / \omega_{\text{ном}}$), а коэффициент, характеризующий положение органа управления подачей топлива $\varepsilon_r \in [\varepsilon_{\omega \min} - M_{\text{норм}}(\varepsilon_{\omega \min}) \cdot (k_x - 1), 1]$.

Достоинством предложенной методики является то, что она позволяет реализовать любой во времени закон изменения внешнего сопротивления ε_M и любой закон подачи топлива ε_r . Имея многопараметрическую характеристику двигателя, можно рассчитать секундный расход топлива, г/сек:

$$G_M = \frac{g_e \cdot \varepsilon_N \cdot N_{\text{ном}}}{3,6 \cdot 10^6}. \quad (16)$$

В (16) удельный расход топлива определен в соответствии с [3]. Для расчета расхода топлива за интервал времени $t \in [t_n, t_k]$, интегрируем (16):

$$G_{tM} = \int_{t_n}^{t_k} G_M dt. \quad (17)$$

Объемные единицы расхода топлива:

$$G_{tV} = G_{tM} \cdot \rho_T, \quad (18)$$

где ρ_T – плотность дизельного топлива.

При необходимости осуществлять управление органом подачи топлива для получения наивысшей экономичности в работе двигателя при любой загрузке ε_M или ε_N необходимо определить положение линии наибольшей экономичности (ЛНЭ) [4]. ЛНЭ представляет собой совокупность режимов работы двигателя, позволяющую для каждой загрузки двигателя ε_M или ε_N поставить в соответствие скоростной режим ε_{ω} , который обеспечивает наименьший удельный расход топлива. Геометрически линия наибольшей экономичности соединяет точки касания линий $\varepsilon_M = \text{const}$ ($\varepsilon_N = \text{const}$) к линиям равного удельного расхода топлива многопараметрической характеристики двигателя и может быть использована для создания принципов и алгоритмов совместного управления двигателем с трансмиссией путем изменения загрузки двигателя и его скоростного режима.

Анализ результатов математической модели. Для имитации внешней динамической нагрузки на двигатель момент сопротивления, приведенный к коленчатому валу, моделировали в виде полигармонических колебаний, а текущее положение органа управления подачей топлива определяли в соответствии с ЛНЭ в зависимости от загрузки двигателя моментом сопротивления. Результаты имитационного моделирования приведены на рис.

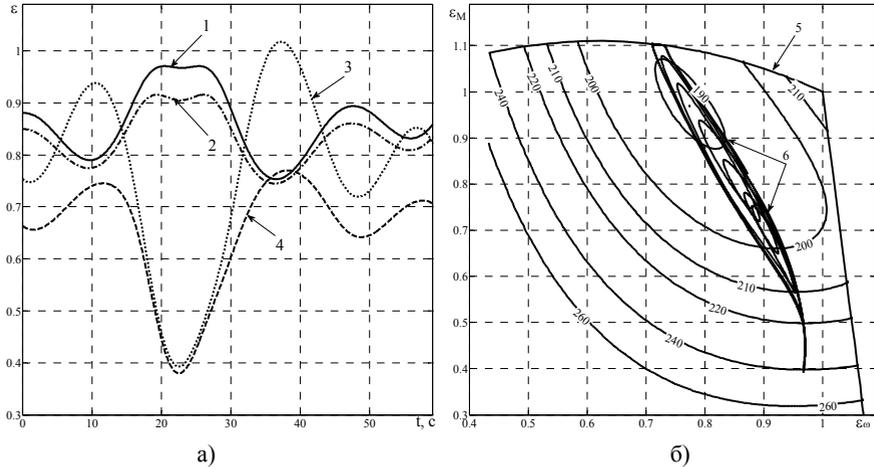


Рисунок – Результаты моделирования работы двигателя:

а – временные зависимости показателей: 1 – ε_{ω} ; 2 – ε_r ; 3 – ε_M ; 4 – ε_N ; б – режимы работы двигателя: 5 – внешняя скоростная характеристика; 6 – смоделированные траектории изменения режимов в области ЛНЭ.

Выводы. В данной работе приведена и апробирована математическая модель дизельного двигателя в относительных величинах, которая учитывает загрузку двигателя по крутящему моменту и по частоте вращения коленчатого вала, а также положение органа управления подачей топлива. Предложенная модель удобна для определения экономичности работы двигателя МТА при выполнении тяговых технологий с переменной нагрузкой и позволяет анализировать эффективность законов управления режимами работы двигателя и трансмиссии.

Список литературы: 1. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с. 2. Кутьков Г.М. Тяговая динамика тракторов. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с. 3. Шапко В.Ф., Шапко С.В. Метод розрахунку багатопараметрової характеристики автомобільного двигуна внутрішнього згорання // Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського. Випуск 1. -2009. (54). Частина 1. – С. 93-96. 4. Новиков Г.В. Система адаптивной автоматической оптимизации работы двигателя на тракторе с бесступенчатой трансмиссией // Тракторы и сельскохозяйственные машины. -2006. - № 1. – С. 17-20.

Поступила в редколлегию 06.04.2012