

УДК 629.4:621.8

А.П. Кравченко, профессор, д-р техн. наук,

Е.С. Ноженко, доцент, канд. техн. наук

Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля

г. Луганск, Украина

Г.А. Вершина, доцент, канд. техн. наук,

А.Ю. Пилатов, доцент, канд. техн. наук

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Беларусь

Аль-Кинани Мухамед Фадхил, аспирант

Белорусский государственный аграрный технический университет

г. Минск, Беларусь

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАПАСА РЕСУРСА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ С УЧЕТОМ НАГРУЗОЧНОГО И СКОРОСТНОГО РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Установлена аналитическая взаимосвязь между относительным временем до наступления предельного состояния дизеля, нагрузочными и скоростными факторами при его эксплуатации на переходных процессах. Установлен наивыгоднейший характер изменения положения органа управления подачи топлива при выполнении сельскохозяйственных работ с точки зрения сохранения ресурса силового агрегата трактора.

Ключевые слова: дизельный двигатель, ресурс, моделирование, переходной рабочий процесс.

Постановка проблемы. Доминирование двигателей внутреннего сгорания в приводных устройствах сельскохозяйственной техники требует достижения соответствующего технического уровня, который определяется показателями и качеством, как рабочего процесса, так и конструкцией двигателя в целом. В комплекс показателей, определяющих технический уровень силовой установки сельскохозяйственного назначения входит ресурс P' двигателя внутреннего сгорания.

Анализ последних исследований и публикаций. Следует отметить, что ресурс двигателя внутреннего сгорания определяется сложным комплексом конструкционных (запас прочности деталей) факторов и произвольно меняющихся режимов работы (нагрузка, частота вращения, меняющиеся параметры окружающей среды и т.д.), существенно осложняющих задачу его прогнозирования в условиях эксплуатации. В виду исключительной сложности аналитического определения времени наработки двигателя от начала его эксплуатации или после ремонта и до достижения им предельного состояния основные методики [1] предлагают использовать аппарат теории вероятности для комплексной оценки времени наработки до предельного состояния. Качество его прогноза напрямую определяется достаточным количеством статистической информации об отказах двигателя, зафиксированных на конкретном режиме работы силового агрегата. Это накладывает ограничения на определение ресурса двигателя при частой смене режимов работы в условиях переходных колебательных процессов, составляющих для сельскохозяйственной техники свыше 50% при транспортных работах универсально-пропашных тракторов [2].

Постановка задачи. Целью работы является получение аналитической взаимосвязи для расчета времени работы двигателя до наступления его предельного состояния с учетом возможности изменения режима работы двигателя и использующего в качестве базового ресурса двигателя значение P' . За базовый режим работы двигателя принят режим работы, которому соответствует ресурс, указанный в паспорте двигателя. В большинстве случаев базовый режим работы соответствует номинальному режиму работы.

Работа A , совершаемая тракторного двигателя до наступления его предельного состояния, определится как

$$P' Ne' = P Ne K = A = const, \quad (1)$$

где P' – базовый ресурс, указанный в паспорте двигателя в моточасах; Ne' – мощность двигателя на базовом режиме; P – ресурс двигателя, характерных для режима в фиксированный момент времени его работы; Ne – мощность двигателя на режиме в фиксированный момент времени его работы; K – суммарная относительная безразмерная скорость [3] накопления повреждений в ходе работы двигателя, зависящая от относительного изменения максимального давления в цилиндре, а также частоты вращения коленчатого вала.

После разделения переменных (1) и, дифференцируя по времени dt правую и левую часть, будем иметь

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P}{P'} \right) \left(\frac{Ne}{Ne'} \right) K + \frac{d}{dt} \left(\frac{Ne}{Ne'} \right) \left(\frac{P}{P'} \right) K + \left(\frac{dK}{dt} \right) \left(\frac{P}{P'} \right) \left(\frac{Ne}{Ne'} \right) = 0. \quad (2)$$

Поскольку величины P' и Ne' задаются постоянными и соответствуют значениям ресурса и эффективной мощности двигателя на номинальном режиме, а значения $P = P(t)$ и $Ne = Ne(t)$ представляют функциональную взаимосвязь от времени, будем иметь

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{P' Ne'} \right) = \frac{dNe}{dt} \left(\frac{P}{Ne' P' Ne} \right) - \left(\frac{dK}{dt} \right) \left(\frac{P}{P' Ne' K} \right). \quad (3)$$

Представим правую часть уравнения (3) в виде некоторой функции $F(t)$

$$F(t) = - \frac{dNe}{dt} \left(\frac{P}{Ne' P' Ne} \right) - \left(\frac{dK}{dt} \right) \left(\frac{P}{P' Ne' K} \right). \quad (4)$$

В общем случае, функциональная зависимость $F(t) = f(t, Pz, n)$ является также функций максимального давления в цилиндре и частоты вращения и определяет характер переходных процессов, происходящих в двигателе при изменении внешней нагрузки, передающейся на двигатель через трансмиссию трактора. Тогда переходной процесс дизеля с учетом работы автоматического регулятора частоты вращения и системы газотурбинного наддува может быть описан системой дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d\omega}{d\varphi} &= \frac{(M_i - M_c - M_n)}{J_m 6n} \\ \frac{d\omega_k}{d\varphi} &= \frac{M_m - \Delta M_m - M_{m.k}}{J_k 6n} \\ \frac{dT'_s}{d\varphi} &= \frac{G_a C_{pa} (T_k - T'_s) - \alpha_a F_a (T_s - T_\theta)}{g_a C_{pa} 6n} \\ \frac{dT_w}{d\varphi} &= \frac{\alpha_w F_w (T_\theta - T_w) - G_w C_{pw} (T_w - T_\theta)}{g_w C_{pw} 6n} \\ \frac{dT_\theta}{d\varphi} &= \frac{\alpha_a F_a (T'_s - T_\theta) - \alpha_w F_w (T_\theta - T_w)}{G_m C_m 6n} \\ \frac{dP_k}{d\varphi} &= 10^{-3} P_k n_{\text{вк}} \left(G_k - \sum_{i=1}^n \frac{dG_i}{d\varphi} 6n \right) / V_s \rho_k 6n \\ \frac{dP_{Tr}}{d\varphi} &= 10^{-3} P_{Tr} n_m (G_r - G_{z.m}) / V_{\text{вып.}} \rho_m 6n \\ \frac{dW_1}{d\varphi} &= (-E_1 - E_2 + P_{II} - \nu_1 W_1) / m_1 6n \\ \frac{dh_1}{d\varphi} &= W_1 / 6n \\ \frac{dW_2}{d\varphi} &= (E_2 - E_3 + E_4 - \nu_2 W_2) / m_2 6n \\ \frac{dh_2}{d\varphi} &= W_2 / 6n \\ \frac{dW_3}{d\varphi} &= (E_5 - E_4 - \nu_3 W_3) / m_3 6n \\ \frac{dh_3}{d\varphi} &= W_3 / 6n \end{aligned} \right. , \quad (5)$$

где ω и ω_k – частота вращения коленчатого вала двигателя и ротора турбокомпрессора; n – обороты коленчатого вала двигателя; φ – угол поворота коленчатого вала двигателя; M_i – индикаторный крутящий момент двигателя; M_c – момент механических потерь; M_n – нагрузочный момент; J_m – момент инерции вращающихся и приведенных к коленчатому валу возвратно-поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма; J_k – момент инерции ротора турбокомпрессора; M_t , $M_{t.k.}$ – моменты, развиваемые турбиной и компрессором; ΔM_t – дополнительный момент, противоположный моменту

создаваемому турбиной, образующийся в результате перепуска излишков сжатого компрессором воздуха в случае достижения давления наддува P_k значений выше номинального $P_{к.ном.}$ и ограничивающий частоту вращения ротора турбокомпрессора; G_a – расход сжатого воздуха через охладитель; G_e – расход воздуха через один цилиндр двигателя; G_w – расход теплоносителя (воздуха); G_k – расход воздуха через компрессор; g_a – масса воздуха в охлаждаемой части охладителя; g_w – масса теплоносителя (воздуха) в охладителе; P_s, T_s – давление и температура во впускном коллекторе; C_{pa}, C_{pw} – изобарные теплоемкости наддувочного воздуха и теплоносителя; F_w, F_a – площади поверхностей охладителя со стороны теплоносителя (наружная) и в самом охладителе (внутренняя); a_a, a_w – коэффициенты теплоотдачи от наддувочного воздуха – материалу охладителя и от материала охладителя – теплоносителю (воздуху); G_m, C_m – масса и теплоемкость материала охладителя; T_k, P_k – температура и давление воздуха после компрессора; P_{Tr} – давление отработавших газов перед турбиной; T_w – температура теплоносителя при его выходе из охладителя; T_θ – температура материала охладителя; T'_s – температура воздуха после охладителя; V_s – суммарный объем впускного коллектора и охладителя; $V_{вып.}$ – объем выпускного коллектора; ρ_s – плотность воздуха на входе во впускном коллекторе; ρ_k, ρ_t – плотность воздуха после компрессора и газов перед турбиной; $n_{вк}$ – показатель политропы сжатия для впускного коллектора и неохлаждаемого трубопровода; n_m – показатель политропы расширения газов в турбине; h_1, W_1, h_2, W_2, h_3 и W_3 – перемещения и скорости промежуточного (ход рейки топливного насоса), основного рычагов регулятора и штока пневмокоректора; E_1, E_2, E_3, E_4 – восстанавливающие силы регулятора; m_1, m_2, m_3 – приведенные массы рейки топливного насоса высокого давления, рычага регулятора и пневмокоректора; ν_1, ν_2, ν_3 – факторы торможения трения муфты, основного рычага регулятора и рейки; P_π – поддерживающая сила регулятора.

Система уравнений (5) описывает переходной процесс двигателя, происходящий при изменении нагрузки на него. Для определения ресурса дизеля при его работе на переходном процессе разделим переменные в (3) с учетом (4) и, потенцируя полученное выражение будем иметь

$$P = \left(e^{P' N e' \int (t, P_z, n) dt} \right) \cdot e^C, \quad (6)$$

где C – постоянная интегрирования.

Считая, что в начальный момент времени при $t_0 = 0$, экспонента в выражении (6) принимается равной единице, а ресурс $P = P'$ значению на базовом режиме эксплуатации. С учетом вышесказанного, получим

$$\frac{P}{P'} = \left(e^{-P' N e' \int (t, P_z, n) dt} \right). \quad (7)$$

Для определения суммарной относительной скорости K накопления нарушения работоспособности проведенных исследований [3] был установлен практически значимый диапазон $1 \geq \frac{n}{n'} \geq 0,6$ и $1 \geq \frac{P_z}{P_z'} \geq 0,7$ факторов влияния на ресурс двигателя, которые определяют суммарную относительную скорость K накопления отказов и неисправностей

$$\frac{1}{K} = -0,98 + 0,91 \cdot \left(\frac{P_z'}{P_z} \right)^{-9,05} + 0,77 \left(\frac{n}{n'} \right)^{-6,62}, \quad (8)$$

где n' – частота вращения коленчатого вала двигателя, работающего на базовом режиме; n – частота вращения коленчатого вала двигателя при смене базового режима работы; P_z' – максимальное давление сгорания в двигателе на базовом режиме; P_z – максимальное давление сгорания в двигателе при смене базового режима работы, соответствующее частоте вращения коленчатого вала n .

В конечном итоге формула (7), определяющая ресурс тракторного дизеля относительно ресурса базового режима (относительного ресурса $\delta p(t)$), запишется как

$$\delta p(t) = \frac{P(t)}{P'} = \left(e^{-\int \left(\frac{dN_e}{dt} \frac{1}{N_e} + \frac{dK}{dt} \frac{1}{K} \right) dt} \right). \quad (9)$$

Уравнение (9) описывает в общем случае изменение ресурса двигателя при осуществлении переходного процесса. Для комплексной оценки ресурса двигателя, как на переходном, так и на

стационарном процессе оставшееся время работы двигателя до наступления предельного состояния (запас ресурса) определится как

$$\frac{P(t)}{P'} = \frac{\Delta t_1}{P'} + \frac{\left(-P' N_e \int \left(\frac{dN_e}{dn} \frac{1}{N_e} + \frac{dK}{dn} \frac{1}{K} \right) \frac{dn}{dt} dt \right)}{P'} - \frac{\Delta t_2}{P'}, \quad (10)$$

где Δt_1 – время от начала эксплуатации до наступления рассматриваемого переходного процесса; Δt_2 – время от конца переходного процесса до текущего момента времени.

В качестве примера смоделирована работа трактора «БЕЛАРУСЬ 2522» класса 5 с характеристиками (таблица 1), осуществляющего разбрасывание по слежавшейся пашне удобрений с различной равномерной скоростью (10 тонн/га; 20 тонн/га; 30 тонн/га).

При проведении данной сельскохозяйственной работы возможны два основных режима эксплуатации трактора, в ходе которой с течением времени общая масса прицепа с удобрениями будет уменьшаться по линейному закону с учетом поставленной задачи, в следствие чего нагрузка на двигатель будет постоянно снижаться. Тогда возможны два основных режима управления органом подачи топлива.

Первый заключается в уменьшении подачи топлива пропорционально изменению нагрузки. В данном случае двигатель будет работать по нагрузочной характеристике. Частота вращения коленчатого вала остается постоянной, нагрузка на двигатель уменьшается. Изменение ресурса относительно базового режима (относительного ресурса) для различных скоростей разгрузки (10 тонн/га; 20 тонн/га; 30 тонн/га) представлен на рисунке 1, а. Характер изменения внешней нагрузки, передающейся на двигатель со стороны трансмиссии, представлен на рисунке 1, б.

Таблица 1 – Общие характеристики объекта моделирования

Параметр	Размерность	Значение
Мощность двигателя Д 260.7	кВт	186
Частота вращения	мин ⁻¹	2200
Общий вес трактора	кН	127
Передаточное число трансмиссии		139,4
Ширина полосы трактора	м	10
Продольная база трактора	м	2,96
Начальная общий вес кузова	кН	294

Второй режим управления педалью «газ» заключается в поддержании ее в зафиксированном положении. В данном случае работа двигателя осуществляется по регуляторной характеристике. Изменение относительного ресурса для различных скоростей разгрузки (10 тонн/га; 20 тонн/га; 30 тонн/га) представлено на рисунке 1, в. Частота вращения коленчатого вала двигателя (рисунок 1, г) при этом изменяется в соответствии с первым выражением системы дифференциальных уравнений (5), а также регуляторной характеристикой.

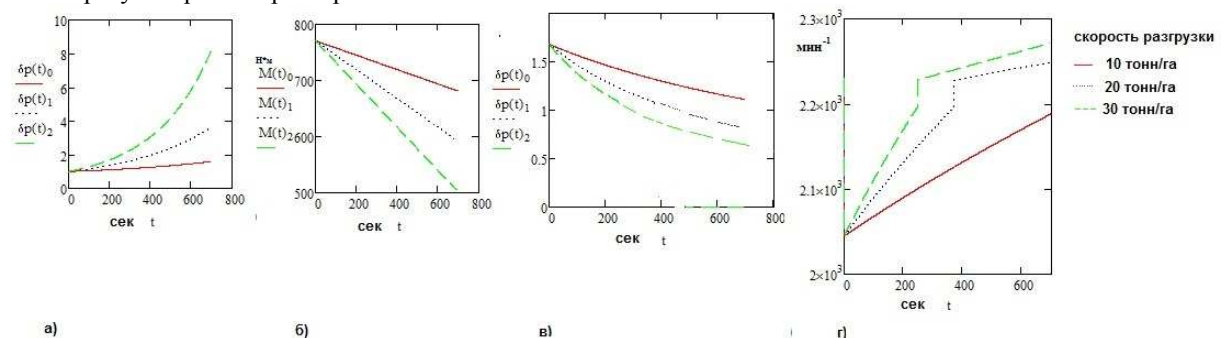


Рисунок 1 – Моделирование переходного процесса уменьшения нагрузки на тракторный дизель при проведении сельскохозяйственных работ внесения удобрений

Вывод. Анализ полученных результатов показывает, что для сохранения ресурса тракторного двигателя, в условиях эксплуатации при проведении сельскохозяйственных работ по внесению удобрений со скоростью 20 и 30 тонн на гектар, орган управления подачи топлива (педаль «газ») должен изменяться по нагрузочной характеристике в соответствии с разгрузкой трактора за все время движения трактора (700 сек) по площади 1 га. Это позволит увеличить ресурс дизеля относительно ресурса базового режима работы в 1,5 - 3 раза по сравнению с его работой по регуляторной характеристике,

когда орган управления подачи топлива фиксируется в определенном положении. При скорости разгрузки тракторного дизеля до 10 тонн / га управление педалью «газ» на сохранение ресурса силовой установки влияния не оказывает.

Библиографический список использованной литературы

1. Башуров Б.П. Математические модели прогнозирования функциональной надежности элементов судовых дизелей при эксплуатации / М.П. Серeda, В.С. Чебанов // Двигателестроение, №2(144), 2011. – С. 48 – 54.
2. Вершина Г.А. Переходные процессы тракторного дизеля с наддувом, особенности его динамических и экономических качеств и обоснование оптимальных параметров системы САРЧ.- Дисс. канд. техн. наук, 05.04.02 – Тепловые двигатели. – 189 с.
3. Шикин А.С. Прогнозирование изменения ресурса дизелей типа В-2 при их конвертации для работы в составе промышленного трактора. – Дисс. канд. техн. наук, 05.04.02 – Тепловые двигатели, Барнаул. – 2009. – 243 с.
4. Ярошевич В.К. Улучшение технико-экономических и экологических показателей высокофорсированных дизелей регулированием температуры наддувочного воздуха / Г.А. Вершина, Е.С. Тамкович // Двигателестроение. – №4, 2006 – С. 23 – 31.

Поступила в редакцию 27.06.2012 г.

Кравченко О.П., Ноженко О.С., Вершина Г.А., Пілатов О.Ю., Аль-Кинани Мухамед Фадхил. Методика визначення запасу ресурсу тракторного дизеля за рахунок навантажного та швидкісного режимів експлуатації

Встановлено аналітичний взаємозв'язок між відносним часом до настання граничного стану дизеля і навантажувальними та швидкісними факторами при його експлуатації на перехідних процесах. Встановлено найвигідніший характер зміни положення органу управління подачі палива при виконанні сільськогосподарських робіт з точки зору збереження ресурсу силового агрегату трактора.

Ключові слова: дизельний двигун, моделювання, ресурс, перехідний робочий процес.

Kravchenko O., Nozhenko E., Viarshyna H., Pilatau A., Al-Kinani Mukhamed Fadkhill. Method determination of supply of resource of tractor diesel due oading and speed modes of exploitation

An analytical relationship between the relative time until the ultimate state of diesel and high-speed and load factors for its use in transient. Set the most favorable behavior of the governing body of the fuel in the performance of agricultural work for the conservation of the resource of the power unit of the tractor.

Keywords: a diesel engine, a resource, a modeling, transient engine cycle.