

ОЦЕНКА ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТРАКТОРНЫХ ПОЕЗДОВ

Ввиду особой актуальности рационального использования энергоресурсов большое значение приобретает экономия топлива на транспорте сельскохозяйственных грузов. В связи с этим необходимо расчетным путем оценить влияние различных конструктивных параметров тракторных поездов как испытывающихся, так и находящихся на стадии конструкторской разработки на их топливную экономичность.

В литературе предложены эмпирические выражения расхода топлива карбюраторными и дизельными двигателями в функции индикаторного крутящего момента с коррективкой в зависимости от оборотов двигателя [1] и полученные на их основе выражения расхода топлива при прохождении автомобилем определенного пути в зависимости от передаточного числа трансмиссии и радиуса качения ведущих колес [2].

Для практических расчетов по упомянутым выражениям необходимо предварительно определить ряд коэффициентов аппроксимации применительно к двигателю конкретного агрегата.

Характер зависимости цикловой подачи топлива $q_{ц}$ двигателей современных тракторов "Беларусь" от эффективного давления p_e и скоростного режима ω позволяет с достаточной для практических расчетов точностью записать:

$$\left. \begin{aligned} q_{ц} &= a^* + b^* p_e - c^* \omega; \\ V_{ц} &= a + b p_e - c \omega, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где a^* , b^* и c^* — параметры моделирующих выражений массового $q_{ц}$ и объемного $V_{ц}$ цикловых расходов топлива, которые определяются по заводским экспериментальным характеристикам.

При работе на внешней характеристике на установившихся скоростных режимах расход топлива двигателем тракторного поезда за промежуток времени t можно определить по выражению, полученному в результате аппроксимации экспериментальных зависимостей секундного расхода топлива от угловой скорости вала двигателя:

$$G_T(t) = (a_i \omega + b_i \omega^2 + c_i \omega^3) \rho_T t, \quad (2)$$

где a_i , b_i и c_i — коэффициенты аппроксимации для регуляторной или для корректорной ветви внешней скоростной характеристики двигателя.

Используя положения теории двигателей внутреннего сгорания и теории трактора, получим выражения расходов топлива в зависимости от угловой скорости вала двигателя, пройденного пути и параметров конструкции тракторного поезда, которыми было бы удобно пользоваться как при полевых испытаниях тракторного поезда, так и при расчетных оценках его топливной экономичности.

Если известны крутящий момент M_e , развиваемый двигателем, буксование ведущих колес трактора δ_j на участке установившегося движения длиной S , то массовый путевой расход топлива определяется по формуле

$$G_{\tau} = \frac{g_e M_e S u_{\text{тр}j}}{r_j^0 (1 - \delta_j)} = g_e N_e t, \quad (3)$$

где g_e — удельный эффективный расход топлива на рассматриваемом режиме работы; $u_{\text{тр}j}$ — передаточное число трансмиссии от j -го колеса движителя до вала двигателя; r_j^0 — радиус качения в ведомом режиме j -го колеса движителя; t — время прохождения отрезка пути S .

Цикловая подача топлива в цилиндр двигателя пропорциональна среднему эффективному давлению p_e [1]:

$$V_{\text{ц}} = \frac{p_e g_e}{\rho_{\tau}} V_h, \quad q_{\text{ц}} = p_e g_e V_h, \quad (4)$$

а крутящий момент двигателя [1]

$$M_e = \frac{p_e V_h i}{\pi \tau}, \quad (5)$$

где ρ_{τ} — плотность топлива; V_h — объем одного цилиндра; i — количество цилиндров в двигателе; τ — тактность двигателя.

Из выражения (5) получим p_e и, подставив в (4), запишем с учетом (1)

$$g_e = \frac{a \rho_{\tau} i}{M_e \pi \tau} + \frac{b}{V_h} - \frac{c \omega \rho_{\tau} i}{M_e \pi \tau}. \quad (6)$$

Подставим (6) в выражение (3):

$$G_{\tau} = \left[\frac{\rho_{\tau} i}{\pi \tau} (a - c \omega) + \frac{b}{V_h} M_e \right] \frac{S u_{\text{тр}j}}{r_j^0 (1 - \delta_j)}.$$

С учетом корректировки плотности дизельного топлива в зависимости от его температуры на входе в топливный насос высокого давления

$$G_{\tau} = \left\{ \frac{[\rho_{\text{нач}} + \gamma (T - T_{\text{нач}})] i}{\pi \tau} (a - c \omega) + \frac{b}{V_h} M_e \right\} \frac{S u_{\text{тр}j}}{r_j^0 (1 - \delta_j)},$$

где $\rho_{\text{нач}}$, $T_{\text{нач}}$ — плотность топлива при $T_{\text{нач}}$ и температура стандартных условий измерения плотности; γ — температурный коэффициент плотности топлива.

Эффективный крутящий момент двигателя определяется как сумма крутящих моментов на колесах движителя с учетом передаточных чисел трансмиссии от колес до вала двигателя и потерь в трансмиссии [3]. Таким образом, полученное выражение позволяет расчетным путем на стадии проектирования производить оценку топливной эффективности работы тракторного поезда с учетом конструктивных его параметров, рабочих режимов двигателя и движителя с произвольным количеством ведущих колес.

В качестве безразмерных либо удельных показателей рабочего процесса транспортного средства, характеризующих различные стороны его топливной эффективности, используют, кроме уже упомянутого удельного эффективно-расхода топлива, показатель удельной производительности [2] , равный отношению часовой производительности к расходу топлива на 100 км; расход топлива на 100 км; "полный" КПД, равный отношению суммы крюковой мощности и мощности, отбираемой через ВОМ, к расходу топлива; термический КПД, представляющий отношение тепловой энергии, преобразованной в механическую работу, к энергии, выделившейся при сгорании топлива в двигателе [1]; удельный крюковой расход топлива, представляющий величину, обратную "полному" КПД.

Среди перечисленных измерителей наиболее подходящим по структуре для количественной характеристики преобразования химической энергии топлива в "полезный эффект" транспортного процесса тракторного поезда может быть удельная (на единицу расхода топлива) производительность. Примем ее за аналог оценочного измерителя и получим безразмерный показатель, представив его в виде отношения количества движения перевозимого полезного груза (m) к количеству тепловой энергии сгорания топлива, выделяющейся в единицу времени. С учетом выражения (2), зная низшую теплотворную способность дизельного топлива h_u , можно получить

$$\eta_g = \frac{mr_j^0(1 - \delta_j)}{u_{\text{тp}j} \rho_{\text{T}} h_u (a + b\omega + c\omega^2)}$$

При необходимости иметь оценку затрат топлива (по массе) на получение единицы производительности работы данного тракторного поезда в конкретных условиях движения целесообразно использовать величину

$$\eta_{G_{\text{T}}} = \frac{1}{\eta_g h_u} = \frac{u_{\text{тp}j} \rho_{\text{T}} (a + b\omega + c\omega^2)}{mr_j^0(1 - \delta_j)}$$

которая, кроме того, позволяет достаточно просто перейти к стоимостному учету затрат топлива при экономических оценках рабочего процесса тракторного поезда. Близкий к $\eta_{G_{\text{T}}}$ измеритель используется в авиации.

Введение и использование измерителей различных эксплуатационных свойств тракторного поезда, отличающихся по смыслу от вошедших в различные стандарты или от широко распространенных, позволяет получить эффективный и чувствительный инструментарий для решения конкретной задачи, базируется на общепринятых, ставших классическими соотношениях и им не противоречит. Необходимость появления комплексных, удобных в использовании показателей, ряд которых является основой оценки сразу нескольких эксплуатационных свойств мобильного агрегата, обусловливается компромиссной сущностью практически всех задач технической оптимизации [3, 4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ленин И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей. М., 1969.
2. Высокый М.С., Беленький Ю.Ю., Московкин В.В. Топливная экономичность автомобилей и автопоездов. Мн., 1984.
3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М., 1981.
4. Фаробин Я.Е., Шупляков В.С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. М., 1983.

УДК 629.114.2.011.5.001.4

С.В. ГОЛОД, В.Ф. КУЗЕМЧИК,
В.А. СЕМЕНОВ (МТЗ)

МЕТОД УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ВЕРХНЕГО СТРОЕНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ СЕМЕЙСТВА "БЕЛАРУСЬ"

Для решения задач, возникающих при разработке рациональных конструкций кабин, и обеспечения ресурса, равного сроку службы трактора, требуется проводить ускоренные испытания. Вместе с тем методика испытаний не должна противоречить ОСТ 23.1.145—86.

В основу разработки настоящего метода положены основные требования ОСТ 23.1.145—86, заключающиеся в том, что ускорение испытаний должно достигаться за счет учащения эксплуатационных нагрузок в единицу времени, а максимальные нагрузки, воздействующие на трактор со стороны препятствий, не должны превышать значений, зарегистрированных при эксплуатации [1].

За критерий правильности подобранного режима принимается идентичность характера и вида разрушений элементов кабины при ускоренных испытаниях и в эксплуатационных условиях.

Исходной информацией для составления методики ускоренных испытаний кабины явилось изучение характеристик эксплуатационной нагруженности трактора на режимах транспортного движения с различными скоростями по разбитой грунтовой дороге, культивированной зяби и стерне озимой ржи. Оценочным параметром нагруженности элементов кабины принято ускорение, так как сборочные единицы трактора (несущая система, передний мост, кабина) испытывают нагружение силами инерции собственных масс [2]. Использование ускорений для оценки нагрузок значительно упрощает процесс получения данных для форсирования испытаний и осуществления контроля за соблюдением режима нагружения, так как нет необходимости оценивать уровень действующих напряжений.

Анализ условий работы трактора показывает, что основными видами нагружения кабины в условиях эксплуатации являются вертикальные, боковые и поперечно-угловые колебания. Исходя из этого, для измерения вертикальных и боковых колебаний датчики устанавливаются на рукаве остова трактора, для измерения поперечно-угловых — в верхней части кабины.

В качестве датчиков ускорений используются тензометрические акселерометры типа АТ конструкции НАТИ. Регистрация ускорений осуществляется магнитографом Н-062, входящим в состав усилительно-регистрирующей аппа-