

М. А. Подригало, С. А. Вахнюк

## ОЦІНКА ЦИКЛОВОГО КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ МОТОРНО-ТРАНСМІСІЙНИХ УСТАНОВОК АВТОМОБІЛІВ

**Анотація:** при оцінці коефіцієнта корисної дії моторно-трансмiсійних установок автомобіля необхідно враховувати не тільки втрати на в'язке та сухе тертя, але також і втрати, зумовлені циркуляцією у трансмісії потенційної та кінетичної енергії. Зазначені втрати є результатом використання в моторно-трансмiсійних установках двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), що є джерелом коливань індикаторного крутного моменту.

**Ключові слова:** моторно-трансмiсійна установка, двигун внутрішнього згорання, маса, динамічний ККД, енергія, тертя, колінчатий вал, коливання, крутний момент.

**Annotation:** When assessing the efficiency of a vehicle's powertrain, it is necessary to take into account not only the losses due to viscous and dry friction, but also the losses caused by the circulation of potential and kinetic energy in the transmission. These losses are the result of the use of internal combustion engines (ICEs) in motor-transmission systems, which are the source of fluctuations in the indicator torque.

**Key words:** motor-transmission unit, internal combustion engine, mass, dynamic efficiency, energy, friction, crankshaft, oscillation, torque.

Коефіцієнт корисної дії є одним із показників енергоефективності моторно-трансмiсійних установок транспортно-тягових машин [1], [2]. У роботі [3] запроваджено поняття динамічного ККД, що враховує втрати енергії, спричинені коливаннями швидкості обертання мас трансмісії.

Наведено що баланс робіт у моторно-трансмiсійній установці автомобіля за один період коливань індикаторного крутного моменту, може бути визначений як робота двигуна  $A_e$  розподілена на виконання наступних робіт:

$$A_e = A_i \eta_{мдв} = A_{пол} + A_{ст} + A_{вт} + A_{дин} + A_{упр}, \quad (1)$$

де  $A_{пол}$  - корисна робота, виконана моторно-трансмiсійною установкою за один період коливань індикаторного крутного моменту;

$A_{ст}$ ;  $A_{вт}$  - робота, витрачена на подолання сил сухого та в'язкого тертя за один період коливань індикаторного крутного моменту;

$A_{дин}$  - робота, витрачена на розгін обертових і поступово рухомих мас за один період коливань індикаторного крутного моменту;

$A_{упр}$  - робота, витрачена на подолання сил пружних деформацій за період коливань індикаторного крутного моменту;

$\eta_{мдв}$  - механічний ККД ДВЗ.

Розділивши ліву та праву частини рівняння (1) на  $A_e$ , враховуючи взаємозв'язок між ККД та коефіцієнтами втрат, отримаємо

$$(\eta_{тр})_{цикл} = (\eta_{тр}^{ст})_{цикл} + (\eta_{тр}^{вт})_{цикл} + (\eta_{тр}^{дин})_{цикл} + (\psi_{тр}^{упр})_{цикл} - 3 \geq 1. \quad (2)$$

Вираз (2) є умовою сталої роботи моторно-трансмiсійної установки автомобіля за енергетичними показниками.

За один період коливань крутного моменту кутова швидкість колінчастого валу зменшиться в межах  $[\omega_{emin}; \omega_{emax}]$ .

Максимальна та мінімальна кутові швидкості колінчастого валу визначені в роботах [1], [2] і знаходяться за допомогою наступних рівнянь:

$$\omega_{emax} = \overline{\omega_e} + \frac{\overline{M_i} \cdot R_1}{\overline{\omega_e} \cdot i_u \left( J_{np}^{\deltaв} + J_{npI}^{тр} + J_{npII}^{тр} + \frac{m \cdot r_k^2}{u_0^2 \cdot u_k^2} \right) \left[ 1 - \left( \frac{2k}{\overline{\omega_e} \cdot i_u} \right)^2 \right]}; \quad (3)$$

$$\omega_{e\min} = \overline{\omega}_e - \frac{\overline{M}_i \cdot R_1}{\overline{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}} \left( J_{np}^{\text{дв}} + J_{npI}^{\text{мп}} + J_{npII}^{\text{мп}} + \frac{m \cdot r_k^2}{u_0^2 \cdot u_k^2} \right) \left[ 1 - \left( \frac{2k}{\overline{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}}} \right)^2 \right]}, \quad (4)$$

де  $i_{\text{ц}}$  - число циліндрів ДВС;

$J_{npI}^{\text{мп}}, J_{npII}^{\text{мп}}$  - наведені до колінчастого валу двигуна моменти інерції мас, пов'язаних змінним та постійним передатними відносинами;

$m$  - маса автомобіля;

$r_k$  - кінематичний радіус провідних коліс;

$u_k, u_0$  - передавальні відносини коробки передач та головної передачі;

$J_{np}^{\text{дв}}$  - наведений до колінчастого валу момент інерції рухомих мас ДВЗ.

У роботах [1], [2] показано, що при  $\frac{2k}{\overline{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}}}$  рівняння (3) і (4) змінюються місцями.

Рівняння (3) визначатиме  $\omega_{e\min}$ , а рівняння (4) -  $\omega_{e\max}$ . Тому надалі ми будемо брати по

абсолютній величині різницю  $\left[ 1 - \left( \frac{2k}{\overline{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}}} \right)^2 \right]$ .

Провівши аналіз в розрахунках з урахуванням зміни кутової швидкості колінчастого валу ДВС за один цикл коливань крутного моменту в межах  $[W_{k\min}; W_{k\max}]$ , зміни кінетичної енергії рухомих мас, динамічного циклового коефіцієнту втрат  $(\psi_{\text{тр}}^{\text{дин}})_{\text{цикл}}$ , ефективної роботи ДВС за один період коливань моменту  $A_e$  отримали рівняння

$$(\eta_{\text{тр}})_{\text{цикл}} = (\eta_{\text{тр}}^{\text{см}})_{\text{цикл}} + (\eta_{\text{тр}}^{\text{ст}})_{\text{цикл}} - \frac{K_1}{\left( \frac{2k}{\overline{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}}} \right)^2 - 1} \cdot \left[ \frac{\overline{M}_i \cdot \eta_{\text{мдв}} \left( 1 - \frac{K_1}{4} \right)}{\pi J_{\text{пре}} \overline{\omega}_e^2 i_{\text{ц}}} + 0,5 \right]. \quad (5)$$

У рівнянні (5) можна прийняти  $\eta_{\text{мдв}}=1$ . У цьому випадку дисипативні втрати у двигуні можуть бути віднесені до дисипативних втрат у трансмісії.

Видно, що при  $k_l=1$  пружний циклової ККД моторно-трансмісійної установки дорівнює одиниці, а коефіцієнт втрат - нулю. Зазначений коефіцієнт нерівномірності  $k_l=4$  близький до коефіцієнта нерівномірності 4-циліндрового двигуна, для якого він дорівнює 4,7. Таким чином, для 4-х циліндрових двигунів втрати енергії на подолання пружних деформацій елементів трансмісії близькі до нуля. Очевидно, ця одна з причин, через яку 4-х циліндрові двигуни набули широкого поширення в автотракторобудуванні.

Дослідженням визначено цикловий динамічний ККД моторно-трансмісійних установок колісних машин, що враховує втрати на розгін мас, що рухаються, з урахуванням нерівномірності крутного моменту, властиві двигунам внутрішнього згорання.

Цикловий динамічний коефіцієнт механічних втрат у трансмісії пропорційний коефіцієнту нерівномірності крутного моменту і обернено пропорційний різниці квадратів кругових частот коливань крутного моменту та власних (вільних) коливань вхідного валу трансмісії. При збігу цих частот відбувається резонанс, у якому різко зростають циклові коефіцієнти пружних і динамічних втрат.

При коефіцієнті нерівномірності моменту, що крутить, рівному нулю циклові коефіцієнти динамічних і пружних втрат рівні нулю (див. залежність (5)).

Список використаних джерел:

1. Подригало Н.М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності моторно-трансмійних установок транспортно-тягових засобів: автореферат дис. на отримання наукового ступеня доктора технічних наук: спец. 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. / Н.М. Подригало. - Харків, 2016. 36 с.

2. Динаміка машин з пружними ланками на прикладі автомобілів і тракторів. Монографія (текст)/ за редакцією М.А Подригало та О.С. Полянського. Харків: видавництво «Естет прінт» 2024.272 с.

2. Подригало Н.М. Обґрунтування та вибір структури і основних параметрів трансмісії і модульних землерийно-транспортних та навантажувальних машин: автореферат дис. на отримання наукового ступеня кандидата технічних наук: спец. 05.05.04 Машини для земляних та дорожніх робіт. / Н.М. Подригало. - Харків, 2001. 20 с.

3. Технологічне забезпечення зносостійкості деталей трибомеханічних систем дискретними поверхнями: монографія / М. В. Кіндрачук, В. Є. Марчук, О. І. Духота, О. В. Радіоненко. – К.: НАУ, 2020. –224 с.

4. Ehlers H.-R. et al. Potential and limits of opportunities of the block brake. Glasers Annalen, 2002, no. 6/7, pp. 290-300.

**Подригало Михайло Абович**, докт. техн. наук, завідувач кафедри ТМ та РМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com), ORCID: 0000-0002-1624-5219

**Вахнюк Сергій Анатолійович**, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [vakhniuk.ser@gmail.com](mailto:vakhniuk.ser@gmail.com), ORCID: 0000-0003-3584-7730

**Pridrigalo Mykhailo Abovych**, doctor. technical Sciences, Head of the TM and RM Department, Kharkiv National Automobile and Road University, e-mail: [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com), ORCID: 0000-0002-1624-5219

**Vakhniuk Serhii Anatoliyovych**, PhD student, Kharkiv National Automobile and Road University, e-mail: [vakhniuk.ser@gmail.com](mailto:vakhniuk.ser@gmail.com), ORCID: 0000-0003-3584-7730