

274 АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 62.3.01

DOI: 10.31498/2225-6733.53.2.2026.359960

**ПРУЖНО-ДИНАМІЧНИЙ КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ
МОТОРНО-ТРАНСМІСІЙНОЇ УСТАНОВКИ АВТОМОБІЛЯ**

- Подригало М.А.** д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>, e-mail: pmikhab@gmail.com;
- Подригало Н.М.** д-р техн. наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2426-0336>, e-mail: pnadm74@gmail.com;
- Вахнюк С.А.** аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3584-7730>, e-mail: vakhniuk.ser@gmail.com

У роботі розглянуто вплив показників енергетичного навантаження автомобіля на пружно-динамічний коефіцієнт корисної дії (ККД) моторно-трансмісійної установки. Енергоефективність автомобіля – це показник, який визначає, наскільки ефективно автомобіль використовує енергію (паливо або електроенергію) для виконання певного завдання. Для визначення показників енергоефективності автомобіля використовують ККД, а саме пружно-динамічний ККД автомобіля, що дозволяє врахувати втрати в трансмісії, які припадають на розгін мас, що обертаються і поступово рухаються (маса автомобіля), а також врахувати втрати, пов'язані з деформацією валів при передачі крутного моменту. З метою вдосконалення методів оцінки енергоефективності автомобілів шляхом використання пружно-динамічного ККД моторно-трансмісійної установки необхідно визначити вплив енергетичних і потужнісних показників двигуна і автомобіля на пружно-динамічний цикловий ККД моторно-трансмісійної установки, а також визначити миттєвий пружно-динамічний цикловий ККД моторно-трансмісійної установки з проведенням дослідження факторів, які на нього впливають. В результаті проведеного дослідження визначено, що на цикловий пружно-динамічний ККД моторно-трансмісійної установки впливають енергетичні і потужнісні показники двигуна і автомобіля. Використання циклового пружно-динамічного ККД моторно-трансмісійної установки автомобіля буде доцільним у випадку, якщо коливання цієї установки будуть відбуватися поблизу точки резонансу. При віддаленні частоти вимушених коливань від точки резонансу величина буде незначною мірою відрізнятися від одиниці. В процесі проведення дослідження був визначений вираз для миттєвого пружно-динамічного ККД моторно-трансмісійної установки, який впливає на його величину, зміни кута повороту колінчастого валу за час. Аналіз залежності миттєвого пружно-динамічного ККД від кута повороту колінчастого валу вказав на можливість виникнення його значень більше одиниці, тобто цей показник стає коефіцієнтом динамічності, що пояснюється циркуляцією потужності в моторно-трансмісійній установці. Результати дослідження можуть бути використані для розробки політики сталого розвитку у сфері автомобільного транспорту.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання; пружно-динамічний цикловий коефіцієнт корисної дії; миттєвий пружно-динамічний коефіцієнт корисної дії; коливання; моторно-трансмісійна установка; резонанс.

Постановка проблеми

Коефіцієнт корисної дії визначає показники енергоефективності автомобіля. Пружно-динамічний коефіцієнт корисної дії (ККД) автомобіля дозволяє врахувати втрати в трансмісії, що припадають на розгін мас, які обертаються, в трансмісії і маси автомобіля, що рухається поступово. Крім того, вказаний ККД дозволяє врахувати втрати, що пов'язані з деформацією валів, які передають крутний момент.

В цій статті розглянуто вплив показників енергетичного навантаження автомобіля на пружно-динамічний ККД моторно-трансмісійної установки.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Вперше поняття динамічного ККД було введено в роботі Н.М. Подригало [1], а пружного – в роботі М.А. Подригало та О.С. Полянського [2]. В першому випадку враховувались втрати на розгін інерційних пар, а в другому – втрати на накопичення потенційної енергії деформуємих елементів трансмісії. В дослідженнях М.А. Подригало та О.С. Полянського, Н.М. Подригало [2, 3] отримано аналітичний вираз для визначення пружно-динамічного циклового ККД моторно-трансмісійної установки автомобіля. Коефіцієнт врахування частин трансмісії і двигуна, що обертаються, висвітлено в роботі В.П. Волкова [4]. Рівень енергетичного навантаження автомобіля, а також його зміни, в якості показника і критерію, запропоновано в

роботі О.С. Мазіна [5]. Вибір потужності двигуна на етапі проектування визначає енергетичну ефективність автомобіля та нормування показників енергетичної ефективності транспортних засобів [6].

Аналітичний вираз для визначення пружно-динамічного циклового ККД моторно-трансмісійної установки автомобіля, якій враховує як динамічні, так і пружні втрати енергії.

$$\eta_{\text{пд}}^{\text{цикл}} = 1 - \frac{A_{M_i} \left(1 - \frac{A_{M_i}}{2M_i}\right)}{J_{\text{пр}}^* \bar{\omega}_e \omega_m \pi \left(\frac{k^2}{\omega_m^2} - 1\right)}, \quad (1)$$

де A_{M_i} – амплітуда коливань індикаторного моменту M_i двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), які викликані його нерівномірністю,

$$A_{M_i} = 0,5 \bar{M}_i K_1; \quad (2)$$

\bar{M}_i – середнє за цикл коливань значення індикаторного крутного моменту роботи ДВЗ;

π – число Піфагора ($\pi = 3,1416$);

K_1 – коефіцієнт нерівномірності індикаторного крутного моменту ДВЗ [2]

$$K_1 = \frac{M_{i \max} - M_{i \min}}{M_i}; \quad (3)$$

$M_{i \max}$, $M_{i \min}$ – максимальне і мінімальне значення індикаторного крутного моменту за цикл роботи ДВЗ;

$J_{\text{пр}}^*$ – приведений до колінчастого валу ДВЗ сумарний момент інерції всіх мас, тих що обертаються і поступально рухомих мас, враховуючи власні маси двигуна і поступальну масу автомобіля;

$\bar{\omega}_e$ – середнє за цикл коливань значення кутової швидкості;

ω_m – кругова частота коливань індикаторного крутного моменту ДВЗ [2, 3],

$$\omega_m = 0,5 \bar{\omega}_e i_{\text{ц}}; \quad (4)$$

$i_{\text{ц}}$ – число циліндрів ДВЗ;

k – кругова частота власних (вільних) коливань вхідного елемента трансмісії

$$k = \sqrt{\frac{C_{\text{пр}}^*}{J_{\text{пр}}^*}}; \quad (5)$$

$C_{\text{пр}}^*$ – жорсткість трансмісії, приведена до колінчастого валу ДВЗ.

Однак в цих дослідженнях [2, 3] не визначено вплив енергетичних та потужнісних показників двигуна і автомобіля [7, 8] на пружно-динамічний ККД моторно-трансмісійної установки. Крім того в наведених роботах не визначено миттєвий пружно-динамічний ККД моторно-трансмісійної установки автомобіля.

Мета статті

Метою дослідження є вдосконалення методів оцінки енергоефективності автомобілів шляхом використання пружно-динамічного ККД моторно-трансмісійної установки.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

– визначити вплив енергетичних і потужних показників двигуна і автомобіля на пружно-динамічний цикловий ККД моторно-трансмісійної установки;

– визначити миттєвий пружно-динамічний цикловий ККД моторно-трансмісійної установки та провести дослідження факторів які на нього впливають.

Виклад основного матеріалу

Враховуючи відношення (2) та (4), приведемо вираз (1) до вигляду

$$\eta_{\text{пд}}^{\text{цикл}} = 1 - \frac{A_{M_i} \left(1 - \frac{A_{M_i}}{2M_i}\right)}{\frac{J_{\text{пр}}^* \bar{\omega}_e^2}{2} \pi i_{\text{ц}} \left(\frac{k^2}{\omega_m^2} - 1\right)}. \quad (6)$$

Вираз $\frac{J_{\text{пр}}^* \bar{\omega}_e^2}{2}$ представляє собою сумарну кінетичну енергію автомобіля і частин трансмісії, що обертаються. Тому буде вірна рівність

$$\frac{J_{\text{пр}}^* \bar{\omega}_e^2}{2} = \frac{m_a V_a^2}{2} \delta_{\text{обер}}, \quad (7)$$

де m_a , V_a – маса і швидкість автомобіля;

$\delta_{\text{обер}}$ – коефіцієнт врахування частин трансмісії і двигуна, що обертаються [4, 9],

$$\delta_{\text{обер}} = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 u_k^2; \quad (8)$$

u_k – передатне число коробки передач;

σ_1, σ_2 – коефіцієнти, $\sigma_1 = 0.03 - 0.05$, $\sigma_2 = 0.04 - 0.06$ [4].

Рівняння (6), з урахуванням рівності (7) і рівняння (2), набуде вигляду

$$\eta_{\text{пд}}^{\text{цикл}} = 1 - \frac{0,5 K_1 \left(1 - \frac{K_1}{4}\right)}{\frac{m_a V_a^2}{2 M_i} \delta_{\text{обер}} \pi i_{\text{ц}} \left(\frac{k^2}{\omega_m^2} - 1\right)}, \quad (9)$$

Рівняння (9) приводимо до вигляду

$$\eta_{\text{пд}}^{\text{цикл}} = 1 - \frac{0,5 K_1 \left(1 - \frac{K_1}{4}\right)}{\frac{m_a V_a^2}{2 \bar{N}_e} \eta_{\text{ДВЗ}}^{\text{цикл}} \delta_{\text{обер}} \bar{\omega}_e \pi i_{\text{ц}} \left(\frac{k^2}{\omega_m^2} - 1\right)}, \quad (10)$$

де \bar{N}_e – середня ефективна потужність двигуна,

$$\bar{N}_e = \bar{N}_i \eta_{\text{ДВЗ}}^{\text{цикл}} = \bar{M}_i \bar{\omega}_e \eta_{\text{ДВЗ}}^{\text{цикл}}; \quad (11)$$

$\eta_{\text{ДВЗ}}^{\text{цикл}}$ – цикловий механічний ККД двигуна внутрішнього згорання;

\bar{N}_i – середня за цикл роботи індикаторна потужність ДВЗ.

В роботі [5] в якості показника і критерія запропоновано рівень енергетичного навантаження автомобіля:

$$Y_w = \frac{2 N_{\text{етмах}}}{m_{\text{полн}} V_{\text{тах}}^2}, \quad (12)$$

де $m_{\text{полн}}$ – повна маса автомобіля;

$V_{\text{тах}}$ – максимальна швидкість автомобіля;

$N_{\text{етмах}}$ – максимальна ефективна потужність автомобіля [6, 9].

Аналіз зміни параметра Y_w , проведений в роботі [5], показав його зміни в вузьких межах незалежно від класу автомобіля і року випуску [10, 11]. Цей показник змінювався в межах від 0,037 Вт/Дж до 0,052 Вт/Дж.

Рівняння (10) з урахуванням відношення (12) набуде вигляду

$$\eta_{п\dot{o}}^{цикл} = 1 - \frac{0,5K_1(1-\frac{K_1}{4})}{\eta_{ДВЗ}^{цикл} \delta_{обер} \bar{\omega} e \pi i_{\dot{u}}} \cdot \frac{Y_w}{\frac{k^2}{\omega_m^2} - 1} \quad (13)$$

В роботах [2, 3] показано, що від умов стійкості роботи моторно-трансмiсiйної установки потрібно проектувати машину таким чином, щоб при $K_1 \leq 4$ власна колова частота коливань моторно-трансмiсiйної установки повинна бути більше колової частоти ω_m крутного моменту M_i , тобто повинно бути $\frac{k}{\omega_m} > 1$. Це означає, що коливання моторно-трансмiсiйної установки повинні відбуватися у до резонансній зоні [12-14]. При $K_1 > 4$ коливання моторно-трансмiсiйної установки повинні відбуватися в зарезонансній зоні, тобто при $\frac{k}{\omega_m} < 1$. Розрахунки пружно-динамiчного циклового ККД моторно-трансмiсiйної установки автомобiля, виконанi для широкого дiапазону змiни параметра $\frac{k}{\omega_m}$, вказали на те що значення $\eta_{п\dot{o}}^{цикл}$ близькi до одиницi. Це означає, що використання вказаного ККД можливо в тих випадках, коли його величина на перевищить величини 0,90. В цьому випадку пружно-динамiчний цикловий коефiцiєнт втрат повинен бути більше або рiвним 0,1, тобто

$$\psi_{п\dot{o}}^{цикл} = 1 - \eta_{п\dot{o}}^{цикл} = \frac{0,5K_1(1-\frac{K_1}{4})}{\eta_{ДВЗ}^{цикл} \delta_{обер} \bar{\omega} e \pi i_{\dot{u}}} \cdot \frac{Y_w}{\frac{k^2}{\omega_m^2} - 1} \geq 0,1. \quad (14)$$

Останнє можливо у випадку коливань моторно-трансмiсiйної установки в зонi, близькiй до резонансу.

Допустиму ступiнь наближення коливань до резонансної зони можливо визначити з нерiвностi (14):

$$\frac{k^2}{\omega_m^2} - 1 \leq \frac{5K_1(1-\frac{K_1}{4})Y_w}{\eta_{ДВЗ}^{цикл} \delta_{обер} \bar{\omega} M \pi i_{\dot{u}}} \quad (15)$$

або

$$\frac{k}{\omega_m} \leq \sqrt{1 + \Delta \left(\frac{k}{\omega_m} \right)^2}, \quad (16)$$

де $\Delta \left(\frac{k}{\omega_m} \right)$ – вiдхилення величини $\frac{k}{\omega_m}$ вiд точки резонансу.

Таким чином

$$\Delta \left(\frac{k}{\omega_m} \right) \leq \sqrt{\frac{5K_1(1-\frac{K_1}{4})Y_w}{\eta_{ДВЗ}^{цикл} \delta_{обер} \bar{\omega} M \pi i_{\dot{u}}}}. \quad (17)$$

Аналіз виразу (17) вказує на те, що з ростом показника енергетичного навантаження автомобiля Y_w , зменшенням циклового механiчного ККД двигуна, зменшенням середньої за цикл кутової швидкостi колiнчастого валу, зменшенням числа цилiндрiв ДВЗ відбувається збiльшення параметра $\Delta \left(\frac{k}{\omega_m} \right)$. При $k_i = 2$ ми маємо максимум функцiї $K_1(1 - \frac{K_1}{4})$ (див. залежнiсть (17)).

Таким чином, нами визначено, що використання циклового пружно-динамiчного ККД моторно-трансмiсiйної установки автомобiля доцiльно при коливаннях останнiх поблизу точки резонансу. Визначена зона вiдхилень

$$-\Delta \left(\frac{k}{\omega_m} \right) \leq \frac{k}{\omega_m} \leq +\Delta \left(\frac{k}{\omega_m} \right), \quad (18)$$

поблизу якої величина циклового пружно-динамiчного ККД знижується до 0,9.

Визначення миттєвого пружно-динамiчного ККД.

В роботi [3] визначенi потужнiсть N_{np} , яка витрачається на створення деформацiй пружних елементiв трансмiсiї та потужнiсть яка реалiзується N_{ex} двигуном внутрiшнього згорання за один цикл коливань крутного моменту

$$N_{np} = [M_{onop} - A_{Mi} \cos(\omega_m t)] \frac{A_{Mi} \sin(\omega_m t)}{J_{mp}^* \omega_m \left(\frac{k^2}{\omega_m^2} - 1 \right)}, \quad (19)$$

$$N_{ex} = [M_{onop} - A_{Mi} \cos(\omega_m t)] \left[\bar{\omega}_{ex} + \frac{A_{Mi} \sin(\omega_m t)}{J_{mp}^* \omega_m \left(\frac{k^2}{\omega_m^2} - 1 \right)} \right], \quad (20)$$

де $\bar{\omega}_{ex}$ – середня кутова швидкiсть вхiдного валу трансмiсiї.

Миттєвий пружно-динамiчний коефiцiєнт втрат у моторно-трансмiсiйнiй установцi автомобiля

$$\psi_{п\dot{o}}^{мум} = \frac{N_{np}}{N_{ex}} = \frac{1}{1 + \bar{\omega}_{ex} \frac{J_{mp}^* \omega_m}{A_{Mi} \sin(\omega_m t)} \left(\frac{k^2}{\omega_m^2} - 1 \right)} = 1 - \eta_{п\dot{o}}^{мум}. \quad (21)$$

В нашому випадку $\bar{\omega}_{ex} = \bar{\omega}_e$. З рiвняння (21) визначаємо миттєвий пружно-динамiчний ККД моторно-трансмiсiйної установки

$$\eta_{п\dot{o}}^{мум} = 1 - \frac{1}{1 + \bar{\omega}_e \frac{J_{mp}^* \omega_m}{A_{Mi} \sin(\omega_m t)} \left(\frac{k^2}{\omega_m^2} - 1 \right)}. \quad (22)$$

Враховуючи сiввiдношення (2), (4), (7), за аналогiєю з перетвореннями для циклового пружно-динамiчного ККД, отримаємо

$$\eta_{п\dot{o}}^{мум} = 1 - \frac{1}{1 + \frac{m a v_a^2 \delta_{ep} \bar{\omega}_e i_{\dot{u}} \eta_{ДВЗ}^{мум}}{2N_e} \frac{1}{0,5K_1 \sin(0,5\bar{\omega}_e i_{\dot{u}} t)} \left(\frac{k^2}{\omega_m^2} - 1 \right)}. \quad (23)$$

Враховуючи сiввiдношення (12), а також

$$\phi_B = \bar{\omega}_e t, \quad (24)$$

де ϕ_B – кут повороту колiнчастого валу за час t , отримуємо

$$\eta_{п\dot{o}}^{мум} = 1 - \frac{1}{1 + \frac{2\delta_{ep} \bar{\omega}_e i_{\dot{u}} \eta_{ДВЗ}^{мум}}{Y_w K_1} \csc\left(\frac{\phi_B}{2} i_{\dot{u}}\right) \left(\frac{k^2}{\omega_m^2} - 1 \right)}. \quad (25)$$

Аналіз залежностi (25) вказує, що при змiнi кута ϕ_B значення $\eta_{п\dot{o}}^{мум}$ можуть бути більше або менше одиницi. В роботi [3] запропоновано для подiбних випадкiв використовувати унiверсальний показник – параметр динамiчного навантаження P_D . При отриманнi $P_D > 1$, $P_D = K_D$ (K_D – коефiцiєнт динамiчностi [15]). При отриманнi $P_D < 1$, $P_D = \eta_{п\dot{o}}^{мум}$.

На рисунку 1 приведенi графiки залежностi $P_D(\phi_B)$, побудованi для ДВЗ з числом цилiндрiв $i_{\dot{u}} = 4$ (крива 1) та для ДВЗ з числом цилiндрiв $i_{\dot{u}} = 6$ (крива 2). Кривi побудованi для випадку, коли $\frac{k}{\omega_m}$ незначно вiдрiзняється вiд одиницi. В iншому випадку, при збiльшеннi змiщення $\frac{k}{\omega_m}$ вiд одиницi, параметр P_D практично прирiвнюється одиницi при всiх значеннях кута повороту колiнчастого валу.

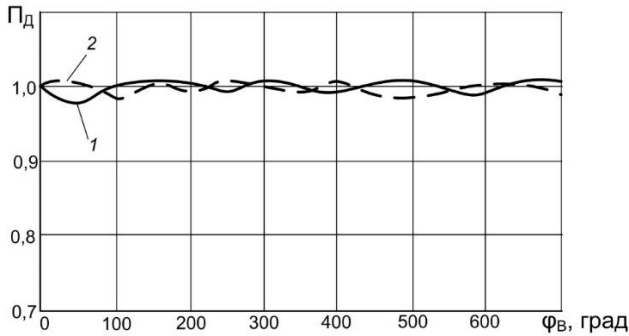


Рис. 1 – Залежність параметра динамічного навантаження P_d від кута φ_B повороту колінчастого валу:

1 – двигун $i_{\eta} = 4$, $Y_w = 0,045 \frac{Bm}{D_{ж}}$, $\bar{\omega}_e = 420c^{-1}$, $\frac{k}{\omega_m} = 1,001$;
 2 – двигун $i_{\eta} = 6$, $Y_w = 0,045 \frac{Bm}{D_{ж}}$, $\bar{\omega}_e = 420c^{-1}$, $\frac{k}{\omega_m} = 0,999$

Висновки

1. В результаті проведеного дослідження визначено вплив енергетичних і потужносних показників двигуна і автомобіля на цикловий пружно-динамічний ККД моторно-трансмісійної установки.

2. Використання циклового пружно-динамічного ККД моторно-трансмісійної установки автомобіля буде доцільним у випадку, якщо коливання цієї установки будуть відбуватися поблизу точки резонансу. При віддаленні частоти вимушених коливань ω_m від точки резонансу величина $\eta_{\text{по}}^{\text{цикл}}$ буде незначною мірою відрізнятися від одиниці.

3. Визначено вираз для миттєвого пружно-динамічного ККД моторно-трансмісійної установки (25) і вплив на його величину різних факторів.

4. Аналіз залежності миттєвого пружно-динамічного ККД від кута повороту колінчастого валу вказав на можливість виникнення його значень більше одиниці, тобто цей показник стає коефіцієнтом динамічності, що пояснюється циркуляцією потужності в моторно-трансмісійній установці.

Перелік використаних джерел

[1] Подригало Н. М. Обґрунтування та вибір структури і основних параметрів трансмісії модульних землерийно-транспортних та навантажувальних машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.04. Харків, 2001. 20 с.
 [2] Динаміка машин з пружними ланками. На прикладі автомобілів і тракторів. Монографія / за ред. М. А. Подригало, О. С. Полянського. Харків: Естет Прінт, 2024. 272 с.
 [3] Подригало Н. М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності

моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових засобів: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.20. Харків, 2016. 36 с.

[4] Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Навчальний посібник. Харків : ХНАДУ, 2003. 292 с.
 [5] Мазін О. С. Підвищення енергоефективності автомобілів при маневруванні зниженням непродуктивних втрат енергії: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Харків, 2020. 20 с.
 [6] Бажинов О. В., Кравченко О. П. Надійність автомобільних поїздів: монографія. Луганськ: Видавництво «Ноулідж», 2009. 412 с.
 [7] Анісімов В. Ф., Дмитрієва А. В., Севостьянов С. М. Тепловий та динамічний розрахунок автомобільних двигунів. Навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2009. 130 с.
 [8] Böge G., Böge W. Physik. *Handbuch Maschinenbau*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017. Pp. 97-144. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-658-12529-5_7.
 [9] Сирота В. І., Сахно В. П. Автомобілі. Основи конструкції, теорія: Навчальний посібник. К.: Арістей, 2007. 288 с.
 [10] Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей : навчальний посібник / Біліченко В. В., Добровольський О. Л., Огневий В. О., Смирнов С. В. Вінниця : ВНТУ, 2015. 163 с.
 [11] Буренніков Ю. А., Кашканов А. А., Ребедаєло В. М. Автомобілі: робочі процеси та основи розрахунку : навчальний посібник МОНМС України. Вінниця : ВНТУ, 2013. 283 с.
 [12] Liu C., Orzechowski I. Axle imbalance measurement and balancing strategies. *SAE Technical Paper*. 2007. Article 2007-01-2238. DOI: <https://doi.org/10.4271/2007-01-2238>.
 [13] Progress and Recent Trends in the Torsional Vibration of Internal Combustion Engine / Liang X., Shu G., Wang B., Yang K. *Advances in Vibration Analysis Research*. 2011. DOI: <https://doi.org/10.5772/16222>.
 [14] Mathematical modeling of torsional vibrations of the wheel-motor unit of mains diesel locomotive UZTE16M / S. Mamaev et al. *Construction Mechanics, Hydraulics and Water Resources Engineering: Proceedings of the V International Scientific Conference*, Tashkent, Uzbekistan, 26-28 April 2023. Vol. 401. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202340105014>.
 [15] Подригало Н. М. Параметри динамічного навантаження трансмісій тягово-транспортних машин. *Збірник наукових праць. Галузеве машинобудування, будівництво*. 2013. № 1(36), т. 1. С. 102-107.

ELASTIC-DYNAMIC EFFICIENCY OF A VEHICLE'S ENGINE-TRANSMISSION SYSTEM

- Podrygalo M.** D.Sc. (Engineering), professor, Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>, e-mail: pmikhab@gmail.com;
- Podrygalo N.** D.Sc. (Engineering), associate professor, Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2426-0336>, e-mail: pnadm74@gmail.com;
- Vakhniuk S.** postgraduate student, Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3584-7730>, e-mail: vakhniuk.ser@gmail.com

This paper examines the influence of a vehicle's energy load parameters on the elastic-dynamic efficiency of the engine-transmission system. A vehicle's energy efficiency is a measure of how effectively the vehicle uses energy (fuel or electricity) to perform a specific task. To determine a vehicle's energy efficiency indicators, efficiency is used, specifically the vehicle's elastic-dynamic efficiency, which allows for accounting for transmission losses attributable to the acceleration of rotating and gradually moving masses (the vehicle's mass), as well as losses associated with shaft deformation during torque transmission. To improve methods for assessing vehicle energy efficiency through the use of the elastic-dynamic efficiency of the engine-transmission system, it is necessary to determine the influence of the engine's and vehicle's energy and power parameters on the elastic-dynamic cycle efficiency of the engine-transmission system, as well as to determine the instantaneous elastic-dynamic cycle efficiency of the engine-transmission unit by investigating the factors that influence it. As a result of the study, it was determined that the cycle elastic-dynamic efficiency of the engine-transmission unit is influenced by the energy and power characteristics of the engine and the vehicle. It is appropriate to use the cyclic elastic-dynamic efficiency of a vehicle's engine-transmission assembly if the vibrations of this assembly occur near the resonance point. When the frequency of forced vibrations is far from the resonance point, the value will differ only slightly from one. During the study, an expression was derived for the instantaneous elastic-dynamic efficiency of the engine-transmission unit, which is influenced by changes in the crankshaft angle over time. An analysis of the dependence of the instantaneous elastic-dynamic efficiency on the crankshaft rotation angle indicated the possibility of values exceeding one; that is, this indicator becomes a dynamism coefficient, which is explained by power circulation within the engine-transmission unit. The results of the study can be used to develop sustainable development policies in the field of automotive transport.

Keywords: internal combustion engine; elastic-dynamic cycle efficiency; instantaneous elastic-dynamic efficiency; vibrations; engine-transmission assembly; resonance.

References

- [1] N. M. Podrygalo, "Obgruntuvannia ta vybir struktury i osnovnykh parametriv transmisii modulnykh zemleryino-transportnykh ta navantazhuvalnykh mashyn" ["Justification and selection of the structure and main parameters of the transmission of modular earthmoving and loading machines"], Ph.D. thesis, Kharkiv, Ukraine, 2001. (Ukr.)
- [2] *Obgruntuvannia ta vybir struktury i osnovnykh parametriv transmisii modulnykh zemleryino-transportnykh ta navantazhuvalnykh mashyn* [Dynamics of machines with elastic links. On the example of cars and tractors. Monograph], M. A. Podrygalo, O. S. Polianskyi, Eds., Kharkiv, Ukraine: Estet Print Publ., 2024. (Ukr.)
- [3] N. M. Podrygalo, "Kontsepsiia zabezpechennia efektyvnosti ta kontroliu funktsionalnoi stabilnosti motorno-transmisiinykh ustanovok transportno-tiahovykh zasobiv" ["The concept of ensuring the efficiency and control of the functional stability of motor-transmission installations of transport and traction vehicles"], D.Sc. thesis, Kharkiv, Ukraine, 2016. (Ukr.)
- [4] V. P. Volkov, *Teoriia ekspluatatsiinykh vlastyvostei avtomobilia. Navchalnyi posibnyk* [Theory of vehicle performance. Textbook]. Kharkiv, Ukraine: KhNADU Publ., 2003. (Ukr.)
- [5] O. S. Mazin, "Pidvyshchennia enerhoefektyvnosti avtomobiliv pry manevruvanni znyzhenniam neproduktyvnykh vtrat enerhii" ["Increasing the energy efficiency of vehicles during maneuvering by reducing unproductive energy losses"], Ph.D. thesis, Kharkiv, Ukraine, 2020. (Ukr.)
- [6] O. V. Bazhynov, and O. P. Kravchenko, *Nadiinist avtomobilnykh poizdiv: monohrafiia* [Reliability of road trains: monograph]. Luhansk, Ukraine: Knowledge Publ., 2009. (Ukr.)
- [7] V. F. Anisimov, A. V. Dmytriieva, and S. M. Sevostianov, *Teplovyi ta dynamichniy rozrakhunok avtomobilnykh dvyhuniv. Navchalnyi posibnyk* [Thermal and dynamic calculation of automobile engines. Textbook]. Vinnytsia, Ukraine: VNTU Publ., 2009. (Ukr.)
- [8] G. Böge, and W. Böge, "Physik", in *Handbuch Maschinenbau*, Wiesbaden, Germany: Springer Vieweg Publ., 2017, pp. 97-144. doi: 10.1007/978-3-658-12529-5_7.

- [9] V.I. Syrota, and V.P. Sakhno, *Avtomobili. Osnovy konstrukttsii, teoriia: Navchalnyi posibnyk* [Automobiles. Fundamentals of design, theory: Textbook]. Kyiv, Ukraine: Aristei Publ., 2007. (Ukr.)
- [10] V. V. Bilichenko, O. L. Dobrovolskyi, V. O. Ohnevyi, and Ye. V. Smyrnov, *Avtomobili. Teoriia ekspluatatsiinykh vlastyvostei : navchalnyi posibnyk* [Cars. Theory of operational properties: a textbook]. Vinnytsia, Ukraine: VNTU Publ., 2015. (Ukr.)
- [11] Yu. A. Buriennikov, A. A. Kashkanov, and V. M. Rebedailo, *Avtomobili: robochi protsesy ta osnovy rozrakhunku : navchalnyi posibnyk MONMS Ukrainy* [Automobiles: Workflows and Calculation Basics: Textbook of the Ministry of Education, Science and Technology of Ukraine]. Vinnytsia, Ukraine: VNTU Publ., 2013. (Ukr.)
- [12] C. Liu, and I. Orzechowski, “Axle imbalance measurement and balancing strategies,” *SAE Technical Paper*, article 2007-01-2238, 2007. doi: 10.4271/2007-01-2238.
- [13] X. Liang, G. Shu, B. Wang, and K. Yang, “Progress and Recent Trends in the Torsional Vibration of Internal Combustion Engine,” *Advances in Vibration Analysis Research*, 2011. doi: 10.5772/16222.
- [14] S. Mamaev, A. Anna, S. Tursunov, D. Nigmatova, and T. Tursunov, “Mathematical modeling of torsional vibrations of the wheel-motor unit of mains diesel locomotive UZTE16M”, in *Proc. of the V Int. Sci. Conf. «Construction Mechanics, Hydraulics and Water Resources Engineering»*, Tashkent, Uzbekistan, April 26-28, 2023, vol. 401. doi: 10.1051/e3sconf/202340105014.
- [15] N. M. Podrygalo, “Parametri dynamycheskoho nahruzhennya transmisyssi tiahovo-transportnykh mashyn” [“Dynamic Loading Parameters for Traction and Transport Machine Transmissions”], *Zbirnyk naukovykh prats. Haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo – Academic journal. Industrial Machine Building, Civil Engineering*, № 1(36), vol. 1, pp. 102-107, 2013. (Rus.)

Стаття надійшла 08.01.2026

Стаття прийнята 30.01.2026

Стаття опублікована 26.03.2026

Цитуйте цю статтю як: Подригало М. А., Подригало Н. М., Вахнюк С. А. Пружно-динамічний коефіцієнт корисної дії моторно-трансмісійної установки автомобіля. *Вісник Приазовського державного технічного університету*. Серія: Технічні науки. 2026. Вип. 53, том 2. С. 219–224. DOI: <https://doi.org/10.31498/2225-6733.53.2.2026.359960>.