

М. А. Подригало¹
А. А. Кашканов²
О. О. Коряк¹

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСМІСІЙ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЗІ ЗМІНОЮ ЧИСЛА ЦИЛІНДРІВ ДВЗ

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницький національний технічний університет

В статті досліджується енергоефективність моторно-трансмісійних установок при використанні двигунів внутрішнього згоряння з різним числом циліндрів.

Трансмiсії, які знаходяться в агрегаті з поршневи́ми ДВЗ, навантажуються нерівномірним крутним моментом, що є причиною крутильних коливань їх деталей. Крутильні коливання створюють додаткові динамічні навантаження на елементи трансмісії, а також знижують її ККД. Для забезпечення високого рівня енергоефективності моторно-трансмісійної установки пружно-інерційні параметри трансмісії повинні бути погоджені з амплітудно-частотними характеристиками крутного моменту встановлюваного двигуна.

При заміні серійного ДВЗ на двигун з відмінними від прототипу вихідними характеристиками, необхідно провести оцінку вібростійкості модернізованої моторно-трансмісійної установки, що й було виконано в даній праці. У якості критерію вібростійкості модернізованого машинного агрегату використовувався цикловий пружний ККД трансмісії. Цей коефіцієнт враховує частоту власних коливань вхідного вала трансмісії, а також амплітуду й частоту коливань крутного моменту двигуна. Визначальний вплив на вібраційні характеристики двигуна чинять частота обертання його колінчастого вала й кількість циліндрів. При проведенні порівняльної оцінки рівня енергоефективності модернізованої моторно-трансмісійної установки передбачалося, що до модернізації трансмісія перебувала в агрегаті з одноциліндровим ДВЗ.

У результаті проведеного дослідження визначено умови забезпечення вібростійкості моторно-трансмісійних установок, розроблено метод для проведення порівняльного аналізу показників енергоефективності моторно-трансмісійних установок з різним числом циліндрів ДВЗ, а також вказаноможливі шляхи підвищення енергоефективності машинних агрегатів автомобілів і тракторів при модернізації зі зміною числа циліндрів ДВЗ.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, число циліндрів, крутний момент, вібростійкість, коефіцієнт корисної дії, моторно-трансмісійна установка.

Вступ

Енергоефективність моторно-трансмісійних установок автомобілів і тракторів залежить від сумісності вібраційних характеристик двигунів внутрішнього згоряння й трансмісій.

У процесі виробництва автомобілів і тракторів виникає необхідність заміни двигунів, пов'язана як з вимогами підвищення технічного рівня зазначених машин, так і зі змушеною заміною постачальників комплектуючих виробів (у розглянутому випадку – двигунів внутрішнього згоряння).

У даній статті розглядається вплив числа циліндрів ДВЗ при модернізації автомобілів і тракторів на зміну найбільш важливого показника енергоефективності – циклового пружного ККД трансмісії. Проведено оцінку циклового пружного ККД при зміні числа циліндрів ДВЗ і дано рекомендації зі збереження необхідного рівня енергоефективності моторно-трансмісійних установок без значної корекції конструкції трансмісії.

Дослідження впливу нерівномірності крутного моменту ДВЗ на тягово-швидкісні й енергетичні показники колісних машин розглядаються у значній кількості друкованих праць як у нашій країні, так і за кордоном. У праці [1] аналізується вплив нерівномірності крутного моменту двигуна на зниження показників тягових властивостей машини й необхідності зниження зазначеної нерівномірності. Показано можливість зниження нерівномірності крутного моменту двигуна вибором раціонального кутового розташування шатунних шийок колінчастого вала. Однак у зазначеній праці [1] не розглядався вплив нерівномірності крутного моменту двигуна на показники енергоефективності моторно-трансмісійних установок колісних машин.

Дослідження впливу параметрів робочого процесу на нерівномірність ходу й крутного моменту ДВЗ розглядається у праці [2]. Визначено, що при рівномірному чергуванні робочих процесів у циліндрах, показники нерівномірності роботи двигуна зі збільшенням числа циліндрів зменшуються за гіперболічним законом з показником степеня, рівним приблизно 4/3. Запропонована в праці [2] формула залежності коефіцієнта нерівномірності крутного моменту від числа циліндрів i_c ДВЗ має вигляд

$$K_1 = \frac{7,5}{i_c^{4/3}}, \quad (1)$$

а графік апроксимуючої залежності представлений на рис. 1.

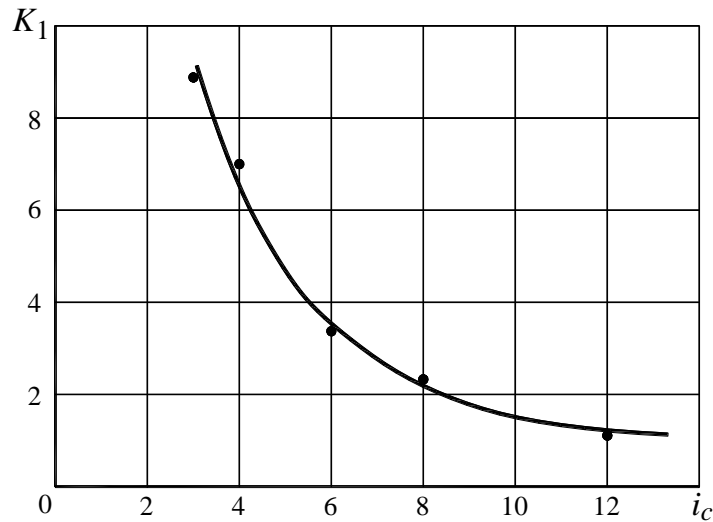


Рис. 1. Вплив числа циліндрів на коефіцієнт нерівномірності крутного моменту [2]

Точками на полі графіка (рис. 1) представлені дійсні значення коефіцієнта нерівномірності крутного моменту, отримані експериментально. Розрахунок значень K_1 , виконаних за формулою (1), показує невідповідність отриманих результатів графіку, наведеному на рис. 1. Тут, очевидно, криється помилка.

У праці [3] з посиланням на джерело [4] проведена апроксимація відомих експериментальних даних ступеня нерівномірності індикаторного крутного моменту залежністю виду

$$\hat{K} = \frac{7,22}{i_c} + 1,04. \quad (2)$$

У табл. 1 і на графіку (рис. 2) наведені відомі експериментальні дані [4] ступеня нерівномірності K і значення \hat{K} , отримані за допомогою апроксимуючої залежності (2) у праці [3].

Таблиця 1

Залежність ступеня нерівномірності індикаторного крутного моменту M_i від числа циліндрів ДВЗ [3, 4]

i_c	1	2	3	4	6	8	12
K , [4]	7,74	5,52	3,62	3,35	2,25	1,36	1,16
\hat{K} , [3]	8,25	4,65	3,44	2,84	2,24	1,94	1,64
δK	-0,066	0,158	0,049	0,152	0,004	-0,426	-0,413

Аналіз похибки апроксимації кривої $K(i_c)$ показує, що її максимальне значення може досягати 42,6 % (при $i_c = 8$).

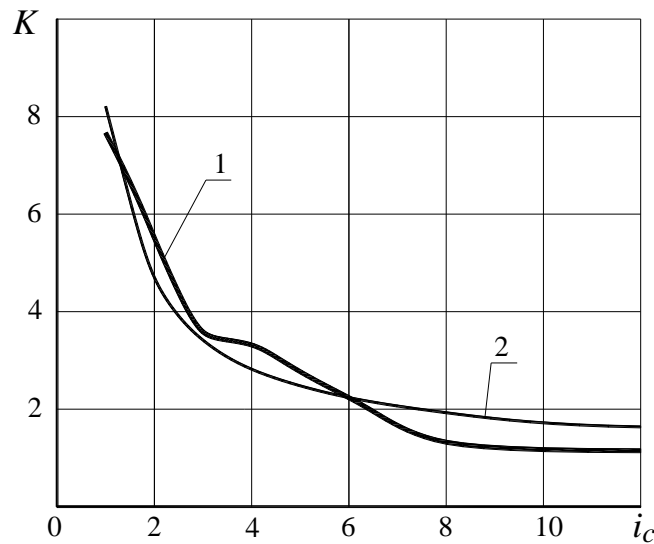


Рис. 2. Залежність ступеня нерівномірності крутного моменту від числа циліндрів двигуна:
1 – крива, побудована за даними джерела [4]; 2 – апроксимуюча крива [3]

У дослідженні [3] визначено, що причиною виникнення енергетичних втрат у трансмісії при коливаннях крутного моменту є наявність відбитих хвиль пружних коливань валів. Це дозволило авторам праці [3] визначити коефіцієнт корисної дії трансмісії, названий пружним цикловим ККД

$$\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{сус} = 1 - \frac{A_M \left(1 - \frac{A_M}{2M_i}\right)}{\pi I_r \bar{\omega}_e \omega_M \left(\frac{k^2}{\omega_M^2} - 1\right)}, \quad (3)$$

де A_M – амплітуда коливань індикаторного крутного моменту [3],

$$A_M = \bar{M}_i \frac{K_1}{2}; \quad (4)$$

K_1 – коефіцієнт нерівномірності індикаторного крутного моменту двигуна; \bar{M}_i – середнє за цикл коливань значення індикаторного крутного моменту двигуна; I_r – зведений до колінчастого вала ДВЗ момент інерції обертових мас двигуна і трансмісії, а також мас машини, які рухаються поступально; $\bar{\omega}_M$ – середня кутова швидкість колінчастого вала двигуна; ω_M – кругова частота коливань індикаторного крутного моменту ДВЗ,

$$\omega_M = \frac{\bar{\omega}_e}{2} i_c; \quad (5)$$

k – кругова частота вільних (власних) коливань системи «двигун-трансмісія-ведучі колеса-опорна поверхня-поступальна маса машини»,

$$k = \sqrt{\frac{c_r}{I_r}}; \quad (6)$$

c_r – зведена до колінчастого вала ДВЗ жорсткість розглянутої коливальної системи.

Аналіз виразу (3) авторами праці [5] дозволив зробити висновок про те, що залежність (2) апроксимує експериментальну криву недостатньо точно. Запропонована [5] апроксимуюча залежність, яка складається з фрагментів двох гіперболічних функцій виду

(7)

$$K = \begin{cases} \frac{6,09}{i_c} + 1,686 - \text{при } i_c \leq 4; \\ \frac{14,1}{i_c} - 0,041 - \text{при } i_c > 4, \end{cases} \quad (8)$$

що дозволяє знизити похибку розрахунків (див. табл. 2).

Таблиця 2

Оцінка точності розрахунків величини K при використанні апроксимуючої залежності, яка складається з фрагментів двох гіперболічних функцій

i_c	1	2	3	4	4,636	6	8	12
K [3]	7,74	5,52	3,62	3,35	3,00	2,25	1,36	1,16
\bar{K}	7,78	4,73	3,71	3,21	3,00	2,31	1,72	1,13
δK	-0,005	0,167	-0,024	0,044	0	-0,026	-0,209	-0,027

У праці [3] визначено взаємозв'язок між ступенем нерівномірності K і коефіцієнтом нерівномірності K_1 [4], який входить у співвідношення (3)

$$K_1 = 2(K - 1). \quad (9)$$

У результаті проведених досліджень в праці [5] рівняння (3) було представлено у вигляді

$$\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{сус} = 1 - \frac{\chi_{\min}}{\chi}, \quad (10)$$

де χ – безрозмірний конструктивний параметр,

$$\chi = \begin{cases} \frac{I_r}{M_i} (\omega_M^2 - k^2) - \text{при } i_c \leq 4; \end{cases} \quad (11)$$

$$\chi = \begin{cases} \frac{I_r}{M_i} (k^2 - \omega_M^2) - \text{при } i_c > 4; \end{cases} \quad (12)$$

χ_{\min} – мінімальне значення конструктивного параметра двигуна [5],

$$\chi_{\min} = \begin{cases} 0,072(8,847 + i_c) \left(\frac{4,636}{i_c} - 1 \right) - \text{при } i_c \leq 4; \end{cases} \quad (13)$$

$$\chi_{\min} = \begin{cases} 0,252(13,536 - i_c) \left(1 - \frac{4,636}{i_c} \right) - \text{при } i_c > 4. \end{cases} \quad (14)$$

Однак у працях [3], [4], [5] не розглянуті питання збереження рівня енергоефективності моторно-трансмійних установок транспортно-тягових машин при зміні числа циліндрів ДВЗ у процесі модернізації.

Метою дослідження є розробка науково-методичного апарата, який забезпечує збереження необхідного рівня енергоефективності трансмісій при модернізації шляхом зміни числа циліндрів ДВЗ.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

- оцінити можливість зміни числа циліндрів ДВЗ при збереженні заданого рівня енергоефективності трансмісії;

- оцінити можливість підвищення енергоефективності трансмісії при зміні числа циліндрів ДВЗ.

Аналіз енергоефективності моторно-трансмійних установок

Для проведення аналізу скористаємося рівнянням (10), отриманим у праці [5].

Цикловий пружний ККД трансмісії до модернізації

$$\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{сус.0} = 1 - \frac{\chi_{\min 0}}{\chi_0}. \quad (15)$$

Після модернізації заміною ДВЗ зі зміненим числом циліндрів i_{cj}

$$\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{cyc.j} = 1 - \frac{\chi_{min.j}}{\chi_j}. \quad (16)$$

Виражаючи $\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{cyc.j}$ через $\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{cyc.0}$ із використанням рівнянь (15) і (16), одержимо

$$\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{cyc.j} = 1 - \frac{\chi_{min.j}}{\chi_{min0}} \left[1 - \left(\eta_{tr}^{el}\right)_{cyc.0}\right], \quad (17)$$

де χ_{min0}, χ_0 – значення безрозмірних конструктивних параметрів до модернізації моторно-трансмісійної установки; χ_{minj}, χ_j – значення безрозмірних конструктивних параметрів після модернізації.

Проведемо оцінку $\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{cyc.j}$ для моторно-трансмісійної установки до модернізації, що має одноциліндровий двигун, тобто при $i_c = i_{c0} = i_{c1} = 1$ і $\chi_{min0} = \chi_{min1} = 2,578$. У цьому випадку вираз (17) матиме вигляд

$$\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{cyc.j} = 1 - \frac{\chi_{min.j}}{2,578} \left[1 - \left(\eta_{tr}^{el}\right)_{cyc.1}\right], \quad (18)$$

де $\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{cyc.1}$ – цикловий пружний ККД моторно-трансмісійної установки з одноциліндровим двигуном.

У табл. 3 наведені значення $\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{cyc.j}$ при заміні в процесі модернізації одноциліндрового двигуна багатопциліндровим. При проведенні розрахунків використовувалися залежності (13), (14), (18).

Аналіз результатів розрахунків $\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{cyc.j}$, наведених у табл. 3, показує, що найбільше його значення реалізується при заміні одноциліндрового двигуна 4-х циліндровим. Графіки залежностей $\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{cyc.j}$ від $\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{cyc.1}$ при різних значеннях i_{cj} наведені на рис. 3.

Якщо при модернізації ставиться задача збереження наявного рівня енергоефективності моторно-трансмісійної установки, то розв'язання її можливе за рахунок керування параметром χ_j . Прирівнюючи праві частини рівнянь (15) і (16), визначимо

$$\chi_j = \frac{\chi_{min.j}}{\chi_{min0}} \chi_0, \quad (19)$$

де χ_0, χ_{min0} ; – безрозмірний конструктивний параметр моторно-трансмісійної установки до модернізації і його мінімальне значення; χ_j, χ_{minj} – безрозмірний конструктивний параметр моторно-трансмісійної установки після модернізації і його мінімальне значення.

Таблиця 3

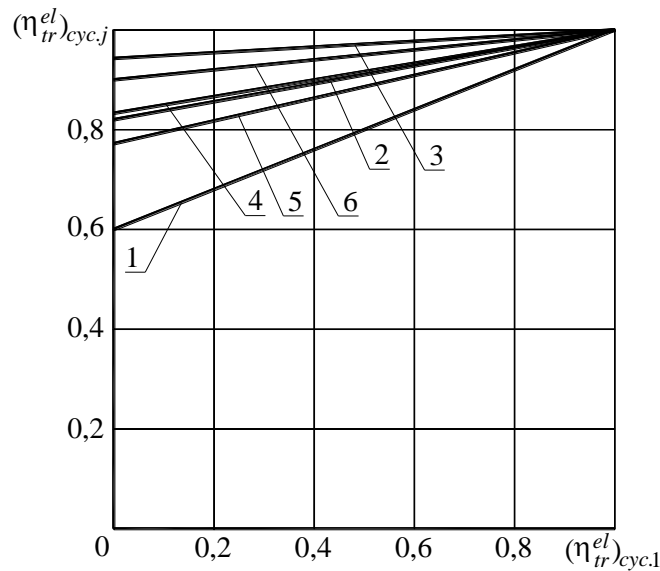
Значення циклового пружного ККД трансмісії

I_{cj}	$\left(\eta_{tr}^{el}\right)_{cyc.1}$					
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
1	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
2	0,600	0,681	0,760	0,840	0,920	1,0
3	0,820	0,856	0,892	0,928	0,964	1,0
4	0,943	0,954	0,966	0,977	0,989	1,0
6	0,832	0,866	0,899	0,933	0,966	1,0
8	0,772	0,818	0,863	0,909	0,954	1,0
12	0,908	0,926	0,945	0,963	0,982	1,0

У загальному випадку вираз (19) можна перетворити до вигляду

$$\frac{I_{rj}}{M_{ij}} \left| \omega_{Mj}^2 - k_j^2 \right| = \frac{\chi_{min.j}}{\chi_{min0}} \frac{I_{r0}}{M_{i0}} \left| \omega_{M0}^2 - k_0^2 \right|, \quad (20)$$

де $\omega_{M0}, k_0, I_{r0}, \bar{M}_{i0}$ – параметри, які стосуються моторно-трансмісійної установки до модернізації; $\omega_{Mj}, k_j, I_{rj}, \bar{M}_{ij}$ – параметри, які відносяться до моторно-трансмісійної установки після модернізації.

Рис. 3. Графіки залежностей $(\eta_{tr}^{el})_{cyc.j}$ від $(\eta_{tr}^{el})_{cyc.1}$ при різному числі циліндрів ДВЗ:1 – $i_c=2$; 2 – $i_c=3$; 3 – $i_c=4$; 4 – $i_c=6$; 5 – $i_c=8$; 6 – $i_c=12$

Вираз (20) можна перетворити до вигляду

$$\frac{I_{rj} \bar{\omega}_{ej}}{\bar{N}_{ij}} |\omega_{Mj}^2 - k_j^2| = \frac{\chi_{\min j}}{\chi_{\min 0}} \frac{I_{r0} \bar{\omega}_{e0}}{\bar{N}_{i0}} |\omega_{M0}^2 - k_0^2|, \quad (21)$$

де \bar{N}_{i0} – середня індикаторна потужність серійної моторно-трансмісійної установки (номінальна індикаторна потужність); \bar{N}_{ij} – середня індикаторна потужність двигуна модернізованої моторно-трансмісійної установки (номінальна індикаторна потужність).

Припустимо, що $\bar{N}_{i0} = \bar{N}_{ij} = \bar{N}_i$. Однак $\bar{\omega}_{ej}$ (значення середньої кутової швидкості колінчастого вала при номінальній потужності) може відрізнятись від $\bar{\omega}_{e0}$. У цьому випадку для синхронізації кутових швидкостей ДВЗ і вхідного вала трансмісії необхідно встановити додаткову передачу, передаточне число якої

$$u = \frac{\bar{\omega}_{ej}}{\bar{\omega}_{e0}}. \quad (22)$$

Нехтуючи власним моментом інерції додаткової передачі, визначимо за інших рівних умов

$$I_{rj} = \frac{I_{r0}}{u^2} = I_{r0} \frac{\bar{\omega}_{e0}^2}{\bar{\omega}_{ej}^2}. \quad (23)$$

Зведена до колінчастого вала жорсткість трансмісії модернізованої моторно-трансмісійної установки (з урахуванням додаткової передачі)

$$c_{rj} = \frac{c_{r0}}{u^2} = c_{r0} \frac{\bar{\omega}_{e0}^2}{\bar{\omega}_{ej}^2}. \quad (24)$$

Кругова частота вільних коливань вхідного вала трансмісії модернізованої моторно-трансмісійної установки

$$k_j = \sqrt{\frac{c_{rj}}{I_{rj}}} = \sqrt{\frac{c_{r0}}{I_{r0}}} = k_0. \quad (25)$$

Таким чином $k_j = k_0$, тобто після модернізації кругова частота вільних коливань трансмісії дорівнює зазначеній частоті до модернізації.

Припустимо, що серійний і новий двигуни мають число циліндрів $i_c \leq 4$. У цьому випадку з урахуванням співвідношень (23) і (25) вираз (21) матиме такий вигляд:

$$\frac{\bar{\omega}_{e0}}{\bar{\omega}_{ej}} \left(\omega_{Mj}^2 - k_0^2 \right) = \frac{\chi_{\min j}}{\chi_{\min 0}} \left(\omega_{M0}^2 - k_0^2 \right). \quad (26)$$

З урахуванням співвідношення (5) рівняння (26) перетвориться до вигляду

$$\frac{\bar{\omega}_{e0}}{\bar{\omega}_{ej}} \left(\frac{\bar{\omega}_{ej}^2}{4} \frac{i_{cj}^2}{4} - k_0^2 \right) = \frac{\chi_{\min j}}{\chi_{\min 0}} \left(\frac{\bar{\omega}_{e0}^2}{4} \frac{i_{c0}^2}{4} - k_0^2 \right). \quad (27)$$

Керувати змінною χ_j можна за рахунок ω_{Mj} і $\bar{\omega}_{ej}$. Вираз (27) є квадратним рівнянням відносно $\bar{\omega}_{ej}$

$$\bar{\omega}_{ej}^2 - \bar{\omega}_{e0} \frac{\chi_{\min j}}{\chi_{\min 0}} \left(\frac{i_{c0}^2}{i_{cj}^2} - 4 \frac{k_0^2}{\bar{\omega}_{e0}^2 i_{cj}^2} \right) \bar{\omega}_{ej} - \frac{4k_0^2}{i_{cj}^2} = 0. \quad (28)$$

Розв'язок квадратного рівняння (при урахуванні тільки кореня, що має фізичний сенс) має вигляд

$$\bar{\omega}_{ej} = \bar{\omega}_{e0} \frac{\chi_{\min j}}{2\chi_{\min 0}} \left(\frac{i_{c0}^2}{i_{cj}^2} - \frac{4k_0^2}{\bar{\omega}_{e0}^2 i_{cj}^2} \right) \left(1 + \sqrt{1 + \frac{\chi_{\min 0}^2}{\chi_{\min j}^2} \frac{k_0^2}{\bar{\omega}_{e0}^2 i_{cj}^2} \left(\frac{i_{c0}^2}{4i_{cj}^2} - \frac{k_0^2}{\bar{\omega}_{e0}^2 i_{cj}^2} \right)^2} \right). \quad (29)$$

Рівняння (29) справедливо також для випадку $i_{c0} > 4$ і $i_{cj} > 4$. Для випадків $i_{c0} > 4$; $i_{cj} \leq 4$ і $i_{c0} \leq 4$; $i_{cj} > 4$ рівняння (27) матиме вигляд

$$\frac{\bar{\omega}_{e0}}{\bar{\omega}_{ej}} \left(\frac{\bar{\omega}_{ej}^2}{4} \frac{i_{cj}^2}{4} - k_0^2 \right) = \frac{\chi_{\min j}}{\chi_{\min 0}} \left(k_0^2 - \bar{\omega}_{e0}^2 \frac{i_{c0}^2}{4} \right). \quad (30)$$

З рівняння (30) отримаємо квадратне рівняння відносно $\bar{\omega}_{ej}$

$$\bar{\omega}_{ej}^2 - \bar{\omega}_{e0} \frac{\chi_{\min j}}{\chi_{\min 0}} \left(\frac{4k_0^2}{\bar{\omega}_{e0}^2 i_{cj}^2} - \frac{i_{c0}^2}{i_{cj}^2} \right) \bar{\omega}_{ej} - \frac{4k_0^2}{i_{cj}^2} = 0. \quad (31)$$

Розв'язок квадратного рівняння (31)

$$\bar{\omega}_{ej} = \bar{\omega}_{e0} \frac{\chi_{\min j}}{2\chi_{\min 0}} \left(\frac{4k_0^2}{\bar{\omega}_{e0}^2 i_{cj}^2} - \frac{i_{c0}^2}{i_{cj}^2} \right) \left(1 + \sqrt{1 + \frac{\chi_{\min 0}^2}{\chi_{\min j}^2} \frac{k_0^2}{\bar{\omega}_{e0}^2 i_{cj}^2} \left(\frac{k_0^2}{\bar{\omega}_{e0}^2 i_{cj}^2} - \frac{i_{c0}^2}{4i_{cj}^2} \right)^2} \right). \quad (32)$$

Висновки

1. У результаті проведеного дослідження отримано науково-методичний апарат для проведення порівняльного аналізу показників енергоефективності моторно-трансмійних установок з різним числом циліндрів ДВЗ.

2. Визначено, що найбільше значення циклового пружного ККД має моторно-трансмійна установка з 4-х циліндровим двигуном.

3. При числі циліндрів понад 4 найменше значення циклового пружного ККД має моторно-трансмійна установка з 8-ми циліндровим двигуном.

4. Моторно-трансмійні установки з 6-ти й 12-ти циліндровим ДВЗ мають більш високі по-порівнянню з 8-ми циліндровими значення показників енергоефективності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Э. А. Севастенко, И. А. Никишин, С. Н. Девянин, «Снижение степени неравномерности крутящего момента ДВС», *Вестник РУДН. Серия: Инженерные исследования*, № 13, с. 99-106. 2010.
- [2] Н. А. Гутнева, Л. М. Султанова, «Исследование влияния частоты вращения, среднего индикаторного давления, максимального давления и числа цилиндров на неравномерность хода и крутящего момента рядных и V-образных двигателей», *Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки*, №15, с. 66-76. 2009.
- [3] Н. М. Подригало, «Концепция обеспечения эффективности и контроля функциональной стабильности моторно-трансмиссионных установок транспортно-тяговых средств» дис. доктора техн. наук, Харьков, 2016. 408 с.
- [4] К. Г. Попык. *Динамика автомобильных и тракторных двигателей*. М.: Высшая школа, 1970. 328 с.
- [5] М. А. Подригало, Н. М. Подригало, О. О. Коряк, «Удосконалення методів оцінки вібростійкості моторно-трансмійних установок» на VI Міжнародна науково-технічна конференція «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузі», Луцьк, 2020, с. 54-56.

Подригало Михайло Абович – д-р. техн. наук, професор, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, e-mail: pmikhab@gmail.com.

Коряк Олександр Олексійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри деталі машин і теорії механізмів і машин, e-mail: alexanderalexkor@gmail.com.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків

Кашканов Андрій Альбертович – д-р. техн. наук, доцент, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: a.kashkanov@gmail.com.

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

M. Podrigalo¹
A. Kashkanov²
A. Koriak¹

Ensuring energy efficiency of transmissions of cars and tractors during modernization with a change in the number of cylinders of the internal combustion engine

¹Kharkiv National Automobile and Highway University

²Vinnitsia National Technical University

The article investigates the energy efficiency of motor-transmission units when using internal combustion engines with different numbers of cylinders.

Transmissions, those in a unit with piston internal combustion engines are loaded with uneven torque, which is the cause of torsional vibrations of their parts. Torsional vibrations create additional dynamic loads on the transmission elements, and also reduce its efficiency. To ensure a high level of energy efficiency of the engine-transmission unit, the elastic-inertial parameters of the transmission must be matched with the amplitude-frequency characteristics of the torque of the installed engine.

When replacing a serial internal combustion engines with an engine with output characteristics different from the prototype, it is necessary to assess the vibration resistance of the modernized engine-transmission unit, which was done in this work. As a criterion for vibration resistance of the modernized machine unit, the cyclic elastic efficiency of the transmission was used. This factor takes into account the natural frequency of the transmission input shaft, as well as the amplitude and frequency of vibration of the engine torque. The decisive influence on the vibration characteristics of the engine is exerted by the rotational speed of its crankshaft and the number of cylinders. When conducting a comparative assessment of the energy efficiency level of the modernized engine-transmission unit, it was assumed that before the modernization the transmission was in a unit with a single-cylinder internal combustion engine.

As a result of the study, the conditions for ensuring the vibration resistance of engine transmission units have been determined, a method has been developed for comparative analysis of the energy efficiency indicators of engine transmission units with different numbers of internal combustion engine cylinders, and possible ways to increase the energy efficiency of engine units of cars and tractors during modernization with a change in the number of internal combustion engine cylinders are indicated.

Key words: internal combustion engine, number of cylinders, torque, vibration resistance, efficiency, motor-transmission unit.

Podrigalo Mikhail – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Engineering Technology and Machine Repair, e-mail: pmikhab@gmail.com.

Kashkanov Andriy – Dr. Sc. (Eng.), Associate Professor, Professor of the Chair of Automobiles and Transportation Management, e-mail: a.kashkanov@gmail.com.

Koriak Aleksandr – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Machine Parts and Theory of Mechanisms and Machines, e-mail: alexanderalexkor@gmail.com.

М. А. Подригало¹
А. А. Кашканов²
А. А. Коряк¹

Обеспечение энергоэффективности трансмиссий автомобилей и тракторов при модернизации с изменением числа цилиндров ДВС

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

²Винницкий национальный технический университет

В статье исследуется энергоэффективность моторно-трансмиссионных установок при использовании двигателей внутреннего сгорания с различным числом цилиндров.

Трансмиссии, находящиеся в агрегате с поршневыми ДВС, нагружаются неравномерным крутящим моментом, что является причиной крутильных колебаний их деталей. Крутильные колебания создают дополнительные динамические нагрузки на элементы трансмиссии, а также снижают её КПД. Для обеспечения высокого уровня энергоэффективности моторно-трансмиссионной установки упруго-инерционные параметры трансмиссии должны быть согласованы с амплитудно-частотными характеристиками крутящего момента устанавливаемого двигателя.

При замене серийного ДВС на двигатель с отличными от прототипа выходными характеристиками, необходимо провести оценку виброустойчивости модернизированной моторно-трансмиссионной установки, что и было выполнено в данной работе. В качестве критерия виброустойчивости модернизированного машинного агрегата использовался цикловой упругий КПД трансмиссии. Данный коэффициент учитывает частоту собственных колебаний входного вала трансмиссии, а также амплитуду и частоту колебаний крутящего момента двигателя. Определяющее влияние на вибрационные характеристики двигателя оказывают частота вращения его коленчатого вала и число цилиндров. При проведении сравнительной оценки уровня энергоэффективности модернизированной моторно-трансмиссионной установки предполагалось, что до модернизации трансмиссия находилась в агрегате с одноцилиндровым ДВС.

В результате проведенного исследования определены условия обеспечения виброустойчивости моторно-трансмиссионных установок, разработан метод для проведения сравнительного анализа показателей энергоэффективности моторно-трансмиссионных установок с различным числом цилиндров ДВС, а также указаны возможные пути повышения энергоэффективности машинных агрегатов автомобилей и тракторов при модернизации с изменением числа цилиндров ДВС.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, число цилиндров, крутящий момент, виброустойчивость, коэффициент полезного действия, моторно-трансмиссионная установка.

Подригало Михаил Абович – д-р. техн. наук., профессор, заведующий кафедрой технологии машиностроения и ремонта машин, e-mail: pmikhab@gmail.com.

Кашканов Андрей Альбертович – д-р. техн. наук, доцент, профессор кафедры автомобилей и транспортного менеджмента, e-mail: a.kashkanov@gmail.com.

Коряк Александр Алексеевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры деталей машин и теории механизмов и машин, e-mail: alexanderalexkor@gmail.com.