

Подригало М.А., завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, доктор технічних наук, професор
Рибалко І.В., доцент кафедри технології машинобудування та ремонту машин, кандидат технічних наук, доцент
Вахнюк С.А., аспірант кафедри технології машинобудування та ремонту машин

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВІБРОСТІЙКІСТЬ МОТОРНО-ТРАНСМІСІЙНОЇ УСТАНОВКИ ПРИ УСТАНОВЦІ НА АВТОМОБІЛЬ ДВОХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

Питанням використанню двох двигунів внутрішнього згорання (далі - ДВЗ) в моторно-трансмійних установках автомобілів останнім часом приділяється дуже багато уваги. При виборі методів зниженні розходу потужності двигуна автомобіля на малих навантаженнях, з метою зменшення витрати палива, використання двох ДВЗ розглядалось як альтернатива методу відключення частини циліндрів. Починалось все з установки на легковий автомобіль послідовно два двигуна меншої розмірності. Далі розглядалось встановлення двох цілком ідентичних, моторно-трансмійних установок, кожна з яких керувала одним бортом машини. Зараз з'явилися розробки чотиривісних броньованих машин в яких встановлюються два ДВЗ різної розмірності, які приводять до руху колеса, що розташовані на різних вісях. При цих розробках з'являється проблема функціональної нестабільності роботи трансмісії через взаємовплив двох коливальних систем одна на одну та погіршення вібростійкості останніх.

Дослідженню питань забезпечення вібростійкості моторно-трансмійних установок автомобілів та тракторів посвячені роботи [1-4].

В роботі [2] був визначений цикловий пружно-динамічний ККД як новий показник енергетичної ефективності моторно-трансмійної установки.

$$\left(\eta_{mp}^{ypr}\right)_{цикл} = 1 - \frac{A_{M_i} \left(1 - \frac{A_{M_i}}{2M_i}\right)}{\pi J_{np} \bar{\omega}_e \omega_M \left(\frac{k^2}{\omega_M^2} - 1\right)} \quad (1)$$

де A_{M_i} – амплітуда коливань індикаторного крутного моменту ДВЗ;

\bar{M}_i – середнє значення індикаторного крутного моменту ДВЗ;

J_{np} – приведений до колінчастого валу двигуна момент інерції трансмісії та поступово рухомої маси автомобіля або трактора;

$\bar{\omega}_e$ – середня за цикл роботи ДВЗ кутова швидкість колінчастого валу;

ω_M – кругова частота коливань крутного моменту [2],

$$\omega_M = 0,5 \bar{\omega}_e i_{\psi} \quad (2)$$

i_{ψ} – кількість циліндрів ДВЗ;

k – кругова частота власних (вільних) коливань вхідного валу трансмісії,

$$k = \sqrt{\frac{C_{np}}{J_{np}}} \quad (3)$$

При використанні двох моторно-трансмійних установок, що підключено паралельно, загальний ККД моторно-трансмійних установок буде дорівнювати

$$\left(\eta_{mту}^{ypr}\right)_{цикл} = \frac{A_{\delta\epsilon 1} \left(\eta_{mp}^{ypr}\right)_{цикл1} + A_{\delta\epsilon 2} \left(\eta_{mp}^{ypr}\right)_{цикл2}}{A_{\delta\epsilon 1} + A_{\delta\epsilon 2}} \quad (4)$$

де $A_{\delta\epsilon 1}, A_{\delta\epsilon 2}$ – роботи першого та другого двигунів, здійснені за рівний проміжок часу;

$\left(\eta_{mp}^{ypr}\right)_{цикл1}; \left(\eta_{mp}^{ypr}\right)_{цикл2}$ – цикловий пружний ККД моторно-трансмійних установок з першим та другим двигунами, відповідно.

Методами класичного математичного аналізу вирішуємо завдання отримання максимального значення ККД моторно-трансмійної установки $\left[\left(\eta_{mp}^{ypr}\right)_{цикл}\right]_{max}$ і визначаємо, що для цього необхідно забезпечити рівність

$$\left(\eta_{mp}^{ypp}\right)_{цикл1} = \left(\eta_{mp}^{ypp}\right)_{цикл2} \quad (5)$$

при роботі двох ДВЗ на будь-яких режимах.

При встановленні на автомобіль двох двигунів зі своїми трансмісіями, що керують різними групами мостів машини виникає проблеми вирівнювання ККД.

З цього випливає, що необхідно забезпечити рівність наступних параметрів:

$$A_{M_{i2}} = A_{M_{i1}} \quad (6)$$

$$\overline{M_{i2}} = \overline{M_{i1}} \quad (7)$$

$$\overline{\omega_{e2}} = \overline{\omega_{e1}} \quad (8)$$

$$\omega_{M_2} = \omega_{M_1} \quad (9)$$

$$k_2 = k_1 \quad (10)$$

$$J_{np2} = J_{np1} \quad (11)$$

У виразах всі параметри з індексом "1" відносяться до першої моторно-трансмісійної установки, а з індексом "2" - до другої моторно-трансмісійної установки.

Приведені моменти інерції трансмісії та частини маси автомобіля до першого та другого двигуна [2]

$$J_{np1} = J_{np11}^{mp} + J_{np111}^{mp} + J_{mnp1} \quad (12)$$

$$J_{np2} = J_{np12}^{mp} + J_{np112}^{mp} + J_{mnp2} \quad (13)$$

де $J_{np11}^{mp}; J_{np12}^{mp}$ - приведені до колінчатих валів першого і другого двигунів моменти інерції обертових мас трансмісії, що пов'язано з ним постійним передатним відношенням;

$J_{np111}^{mp}; J_{np112}^{mp}$ - приведені до колінчатих валів першого і другого двигунів моменти інерції трансмісії, пов'язані змінним передатним відношенням;

$J_{mnp1}; J_{mnp2}$ - приведені до колінчатих валів першого і другого двигунів відповідні частини маси автомобіля, що поступово рухається,

$$J_{mnp1} = \frac{m_{np1} r_k^2}{U_{mp1}^2} \quad (14)$$

$$J_{mnp2} = \frac{m_{np2} r_k^2}{U_{mp2}^2} \quad (15)$$

де r_k - кінематичний радіус коліс автомобіля;

$U_{mp1}; U_{mp2}$ - передатне відношення трансмісій першої та другої моторно-трансмісійних установок.

Таким чином, в результаті проведеного дослідження визначено умову отримання максимального значення пружно-динамічного циклового ККД моторно-трансмісійної установки з двома двигунами, що виконується за рахунок рівності пружно-динамічних ККД моторно-трансмісійних установок першого і другого двигунів.

Висновки: Використання двох моторно-трансмісійних установок, підключених паралельно, при рівності значень ККД обох моторно-трансмісійних установок, може збільшити до максимального значення їх загальний цикловий пружно-динамічний ККД. Методика приведення поступально-рухомої маси автомобіля до першої та другої моторно-трансмісійних установок, дозволяє більш коректно визначити наведені до колінчастих валів моменти інерції трансмісії та пружно-динамічний ККД моторно-трансмісійної установки.

Література

1. Podrigalo, M., Kholodov, M., Baitsur, M., Podrigalo, N., Koryak, A. et al., "Methods of Evaluating the Efficiency and Vibration Stability of Vehicles with Internal Combustion Engine," SAE Technical Paper 2021-01-1025, 2021, doi: 10.4271/2021-01-1025.

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

3. Тарасов Ю.В. Наукові основи забезпечення технічного рівня автотранспортних засобів при проектуванні та модернізації: автореферат дис. на отримання наукового ступеня доктора технічних наук / Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків, 2020. 40 с.

4. Артьомов М.П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів : автореферат дис. На здобуття наукового ступеня доктор технічних наук 6 05.05.11/М.П. Артьомов. - Харків, 2014. 41 с.