

Використання єдиної рамки компетентностей та ІНП для дуального навчання забезпечує узгодженість вимог до підготовки фахівців з боку освітніх закладів та роботодавців, підвищує практичну спрямованість навчання та сприяє кращій адаптації випускників до вимог ринку праці.

Запропонована методика створення рамки компетентностей спеціальності на основі освітнього стандарту з використанням штучного інтелекту є інноваційним підходом, що дозволяє оптимізувати цей складний процес. Автоматизація первинного етапу за допомогою ШІ зменшує трудомісткість завдання та забезпечує формування структурованих даних для подальшого експертного аналізу.

Інтеграція розробленої рамки компетентностей у середовище Moodle створює прозорий механізм оцінювання набуття компетентностей студентами та відкриває можливості для індивідуалізації навчання. Використання рамки компетентностей та індивідуальних навчальних планів є перспективним підходом для організації дуального навчання, що сприяє підвищенню якості підготовки фахівців, які відповідають вимогам сучасного ринку праці.

Подальші дослідження можуть бути спрямовані на вдосконалення алгоритмів штучного інтелекту для більш глибокого аналізу освітніх стандартів, розширення можливостей інтеграції рамки компетентностей з іншими освітніми платформами та розробку інструментів автоматизованого формування індивідуальних навчальних траєкторій студентів.

### **Перелік посилань**

1. Вища освіта в Україні: зміни через війну: аналітичний звіт / Є. Ніколаєв, Г. Рій, І. Шемелинець. Київ: Київський університет імені Бориса Грінченка, 2023. Url: <https://www.kas.de/uk/web/ukraine/einzeltitel/-/content/visa-osvita-v-ukraini-zmini-cerez-vijnu>

2. Кухаренко В.М., Бондаренко В.В. Технології дуального навчання: Монографія. Харків: Вид-во КП «Міська друкарня», 2025. 205 с.

Подригало Михайло Абович, доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин; pmikhab@gmail.com

Подригало Надія Михайлівна, доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pnm2018@ukr.net

Аврунін Григорій Аврамович, кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, griavrunin@ukr.net

## **ВІБРОСТІЙКІСТЬ МОТОРНО-ТРАНСМІСІЙНОЇ УСТАНОВКИ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ КЛАСУ 6 кН**

В результаті проведеного дослідження отримано аналітичні вирази, що дозволяють провести оцінку вібростійкості моторно-трансмісійної установки трак-

торного самохідного шасі. Отримана математична модель дозволила також провести порівняльний аналіз вібростійкості моторно трансмісійної установки, ДВЗ яких мають два та три циліндри. Визначено також вплив кругової податливості ґрунта на величину мінімально допустимої середньої кутової швидкості ДВЗ.

Вібростійкість моторно-трансмісійної установки (машинних агрегатів з ДВЗ) істотно впливає на енергоефективність, динамічні та тягові властивості тракторів і самохідних шасі. Співвідношення кругової частоти змін крутного моменту двигуна внутрішнього згорання (частотою коливань, що збуджують) і частоти вільних (власних) коливань системи «двигун-трансмісія-ведучі колеса-ґрунт-поступально рухома маса трактора» є визначальним для ККД трансмісії і тягового коефіцієнта самохідного шасі.

У дослідженні, що проведено, визначено вплив числа циліндрів ДВЗ, від чого залежить нерівномірність крутного моменту, на частоту вільних коливань системи “двигун-трансмісія-ведучі колеса-ґрунт-поступально рухома маса трактора”.

Оцінці та забезпеченню вібростійкості моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових машин присвячено роботу [1]. Показано, що поряд з дисипативними втратами у трансмісії виникають втрати, що зумовлені накопиченням та витрачанням кінетичної та потенційної енергій інерційних та пружних ланок. Розглянуто цикловий та миттєвий коефіцієнти корисної дії (ККД) трансмісії. Визначено взаємозв'язок між різними видами втрат у трансмісії [1], який показаний у наступній залежності

$$\eta_{\text{тр}} = (\eta_{\text{тр}}^{\text{дис}} + \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} - 1) \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{пруж}}, \quad (1)$$

де  $\eta_{\text{тр}}^{\text{дис}}$  – ККД, що враховує дисипативні втрати у трансмісії;

$\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}$  – динамічний ККД, що враховує втрати на розгін інерційних ланок;

$\eta_{\text{тр}}^{\text{пруж}}$  – пружний ККД трансмісії, що враховує втрати, пов'язані з коливальними процесами пружних ланок.

У роботі [1] отримано вираз для визначення циклового пружного ККД трансмісії, який має такий вид

$$\left(\eta_{\text{тр}}^{\text{пруж}}\right)_{\text{цикл}} = 1 - \frac{A_M \left(1 - \frac{A_M}{2M_{\text{оп}}}\right)}{I_{\text{пр}}^* \bar{\omega}_{\text{вх}} \omega_M \cdot \pi \left(\frac{k^2}{\omega_M^2} - 1\right)}, \quad (2)$$

де  $A_M$  – амплітуда коливань індикаторного крутного моменту ДВЗ,

$$A_M = \bar{M}_i \frac{k_1}{2}; \quad (3)$$

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

$k_1$  – коефіцієнт нерівномірності крутного моменту [1]

$$k_1 = 0,08 + \frac{14,44}{i_{\text{ц}}}; \quad (4)$$

$i_{\text{ц}}$  – число циліндрів ДВЗ;

$M_{\text{оп}}$  – момент опору на колінчастому валу ДВЗ, при усталеному режимі руху  $M_{\text{оп}} = \bar{M}_i$ ;

$I_{\text{пр}}^*$  – приведений до валу двигуна момент інерції трансмісії та поступово рухомої маси трактора;

$k$  – кругова частота вільних коливань системи «двигун-трансмісія-ведучі колеса-грунт-поступально рухома маса трактора»;

$\bar{\omega}_{\text{вх}}$  – середня кутова швидкість вхідного валу трансмісії, що дорівнює середній кутовій швидкості  $\bar{\omega}_e$  колінчастого валу двигуна;

$\omega_M$  – кругова частота коливань крутного моменту ДВЗ,

$$\omega_M = 0,5\bar{\omega}_e i_{\text{ц}}. \quad (5)$$

В роботі [1] доведено, що при  $i_{\text{ц}} < 4$  величина  $\omega_M$  має бути більше величини  $k$ , тобто коливальні процеси повинні протікати у за резонансній зоні. При  $i_{\text{ц}} \geq 4 - \omega_M < k$  тобто. процеси відбуватимуться у до резонансній зоні.

Розглянута в роботі [1] динамічна модель циклового пружного ККД (залежність (2)) дозволяє оцінювати вібростійкість з'єднання «колінчастий вал ДВЗ-вхідний вал трансмісії». Однак система «двигун-трансмісія-ведучі колеса-грунт-поступально рухома маса трактора» є багато-масовою коливальною системою з безліччю ступенів свободи. У роботі [1] запропонована розрахункова схема моделі динамічної системи самохідного шасі класу 6 кН.

Аналіз, який проведено, показує, що в міру віддалення від ДВЗ і послідовної оцінки вібростійкості ділянки в трансмісії від колінчастого валу (інерційної обертової маси) до ведучих коліс буде відбуватися збільшення приведеної до зазначеного валу крутильної жорсткості валів трансмісії і зміна приведеного моменту інерції

Визначено, що найбільше значення  $k = k_{\text{max}}$  буде на валу ведучого колеса. У цьому випадку

$$I_{\text{пр}}^{\text{к}} = I_{\text{к}} + 0,5m_{\text{Т}} \cdot r_{\text{д}}^2, \quad (6)$$

де  $I_{\text{к}}$  – момент інерції ведучого колеса;

$m_{\text{Т}}$  – маса трактора;

$r_{\text{д}}$  – динамічний радіус колеса.

Приведена до колеса кругова жорсткість дорівнюватиме [4]

$$c_{\text{шп}}^{\text{к}} = \frac{1}{\lambda_{\text{кол}} + \lambda_{\text{грунт}}} = \frac{c_{\text{к}}^{\text{круг}}}{1 + \lambda_{\text{грунт}} c_{\text{к}}^{\text{круг}}}, \quad (7)$$

де  $c_{\text{к}}^{\text{круг}}$  – кругова жорсткість шини ведучого колеса;

$\lambda_{\text{кол}}$ ;  $\lambda_{\text{грунт}}$  – кругова податливість шини колеса та приведена до колеса кругова податливість ґрунту.

Остаточно отримано наступний вираз

$$\bar{\omega}_e > \frac{12,11}{i_{\text{ц}}} \cdot \frac{m_{\text{Т}}^{0,485}}{\sqrt{(1 + 37,412 \cdot \lambda_{\text{грунт}} m_{\text{Т}}^{0,97})(I_{\text{к}} + 0,5m_{\text{Т}} \cdot r_{\text{д}}^2)}}. \quad (8)$$

Під час руху по дорозі з твердим покриттям  $\lambda_{\text{грунт}} = 0$  і нерівність (8) спроститься до вигляду

$$\bar{\omega}_e > \frac{12,11}{i_{\text{ц}}} \cdot \frac{m_{\text{Т}}^{0,485}}{\sqrt{I_{\text{к}} + 0,5m_{\text{Т}} \cdot r_{\text{д}}^2}}, \quad (9)$$

Або

$$\bar{\omega}_e > \frac{17,13}{i_{\text{ц}} r_{\text{д}}} \cdot \frac{m_{\text{Т}}^{-0,015}}{\sqrt{1 + \frac{2I_{\text{к}}}{m_{\text{Т}} \cdot r_{\text{д}}^2}}}. \quad (10)$$

Нерівність (10) визначає умову вібростійкості самохідного шасі з  $i_{\text{ц}} < 4$ . Розглянемо умову збереження вібростійкості трансмісії з прикладу самохідного шасі Т-16МГ, який має такі параметри:

- момент інерції ведучого колеса [2]  $I_{\text{к}} = 17,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;
- маса трактора  $m_{\text{Т}} = 1810 \text{ кг}$ ;
- динамічний радіус ведучого колеса  $r_{\text{д}} = 0,59 \text{ м}$ ;
- число циліндрів двигуна  $i_{\text{ц}} = 2$ ;
- вантажопідйомність  $q = 1000 \text{ кг}$ .

Позначимо праву частину нерівності (10) як мінімально допустиму середню кутову швидкість

$$\bar{\omega}_{e\text{min}} = \frac{17,13}{i_{\text{ц}} r_{\text{д}}} \cdot \frac{m_{\text{Т}}^{-0,015}}{\sqrt{1 + \frac{2I_{\text{к}}}{m_{\text{Т}} \cdot r_{\text{д}}^2}}}. \quad (11)$$

Таким чином, умова вібростійкості моторно-трансмісійної установки набуде вигляду

$$\bar{\omega}_e > \bar{\omega}_{e\min}. \quad (12)$$

Для даного випадку:

$$\bar{\omega}_{e\min} = 12,63 \text{ c}^{-1} - \text{у порожньому стані};$$

$$\bar{\omega}_{e\min} = 12,67 \text{ c}^{-1} - \text{при повному завантаженні (маса вантажу } q = 1000 \text{ кг)}.$$

Номинальна кутова швидкість колінчастого валу при реалізації максимальної потужності  $N_{e\max} = 18,38 \text{ кВт}$  становить  $\bar{\omega}_e = \omega_{\text{ном}} = 188,5 \text{ c}^{-1}$ . Таким чином,  $\bar{\omega}_e > \bar{\omega}_{e\min}$  і умова вібростійкості виконана. При встановленні ДВЗ тієї ж потужності, але за  $i_{\text{ц}} = 3$  значення  $\bar{\omega}_{e\min}$  будуть менше і становитимуть:

$$\bar{\omega}_{e\min} = 8,42 \text{ c}^{-1} - \text{у порожньому стані};$$

$$\bar{\omega}_{e\min} = 8,45 \text{ c}^{-1} - \text{при повному завантаженні}.$$

Таким чином, установка трициліндрового двигуна замість двоциліндрового на самохідне шасі класу 6 кН дозволяє значно підвищити вібростійкість трансмісії.

Аналізуючи отримані результати можна зробити висновок у тому, що ступінь завантаження самохідного шасі (його платформи) незначно впливає на величину  $\bar{\omega}_{e\min}$ .

У роботі [4] визначено коефіцієнти кругової податливості, які становлять:

$$\lambda_{\text{грунт}} = 0,365 \cdot 10^{-4} \frac{\text{рад}}{\text{Н} \cdot \text{м}} - \text{для стерні};$$

$$\lambda_{\text{грунт}} = 0,952 \cdot 10^{-4} \frac{\text{рад}}{\text{Н} \cdot \text{м}} - \text{для оранки}.$$

Мінімально допустима середня кутова швидкість колінчастого валу при русі по стерні і  $i_{\text{ц}} = 2$  становить:

$$- \bar{\omega}_{e\min} = 7,435 \text{ c}^{-1} \text{ при порожньому самохідному шасі};$$

$$- \bar{\omega}_{e\min} = 6,421 \text{ c}^{-1} \text{ при повністю завантаженому самохідному шасі}.$$

При русі по оранці

$$- \bar{\omega}_{e\min} = 5,138 \text{ c}^{-1} - \text{при порожньому самохідному шасі};$$

$$- \bar{\omega}_{e\min} = 4,287 \text{ c}^{-1} - \text{при повністю завантаженому самохідному шасі}.$$

Отже, при роботі на ґрунті, що деформується (стерні і оранці), вібростійкість моторно-трансмісійної установки підвищується за рахунок зниження величини  $\omega_{e\min}$ .

В результаті проведеного дослідження визначено аналітичні вирази для оцінки вібростійкості моторно-трансмісійних установок тракторних самохідних шасі з дво- та трициліндровими ДВЗ. Отримано вираз мінімально допустимої величини середньої кутової швидкості колінчастого валу.

При роботі на твердому дорожньому покритті завантаження машини незначно впливає на величину мінімально допустимої середньої кутової швидкості ДВЗ, яка коливається в межах  $12,63 \text{ c}^{-1} - 12,67 \text{ c}^{-1}$ .

Установка трициліндрового ДВЗ замість двоциліндрового дозволяє отримати  $\omega_{e\min} = (8,42 \text{ c}^{-1} - 8,45 \text{ c}^{-1})$ , що свідчить про більш високу вібростійкість такого варіанту застосування моторно-трансмісійної установки.

При русі самохідного шасі по опорній поверхні, що деформується, вібростійкість моторно-трансмісійної установки підвищується, про що свідчить зниження  $\bar{\omega}_{e_{\min}}$  до величин:

- 6,421 с<sup>-1</sup> - 7,435 с<sup>-1</sup> – на стерні;
- 4,287 с<sup>-1</sup> - 5,138 с<sup>-1</sup> – на оранці.

При використанні ДВЗ  $i_{\text{ц}} = 4$  необхідно додаткове дослідження, оскільки необхідність забезпечення  $\omega_M > k$  змінює підхід до аналізу динамічної системи «двигун-трансмісія-ведучі колеса-грунт-поступально рухома маса трактора» [1,2].

При проведенні оцінювання вібростійкості моторно-трансмісійних установок, що мають ДВЗ з числом циліндрів, меншим ніж 4, достатньо розглядати тільки вібростійкість валу ведучого колеса. Якщо вимога вібростійкості виконується для цього валу, то вона виконується і для всієї моторно-трансмісійної установки.

### Перелік посилань

1. Подригало, Н. М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових засобів: автореф. дис. ... док. техн. наук. М-во освіти і науки України, ХНАДУ. Х.: ХНАДУ, 2016. 36 с.

2. Liang Xingyu, Shu Gequn, Dong Lihui etc. Progress and Recent Trends in the Torsional Vibration of Internal Combustion Engine // See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/221911547>.

3. Sherali Mamaev, Anna Avdeeva, Shukurali Tursunov etc. Mathematical modeling of torsional vibrations of the wheel-motor unit of mains diesel locomotive UZTE16M / E3S Web of Conferences 401, 05014/ (2023) CONMECHYDRO - 2023. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202340105014>

4. Подригало М.А., Гецович Є.М. Артёмов М.П., Холодов М.П. Дослідження буксування ведучих коліс трактора при русі по деформованій опорній поверхні / Вісник Сумського національного аграрного університету. Науковий журнал. – Вип. 1 (35), 2019. с. 13-18.

5. Подригало М.А., Подригало Н.М., Бобошко О.А., Коряк О.О. Вібростійкість моторно-трансмісійних установок з двигунами внутрішнього згоряння / Матеріали VIII-ої Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 14-15 квітня 2020 р. Вінниця, ВНТУ, 2020. С. 268-271.

6. Подригало М.А., Кашканов А.А., Коряк О.О. Забезпечення енергоефективності трансмісій автомобілів та тракторів при модернізації зі зміною числа циліндрів ДВЗ, ВМТ, вип. 13, вип. 1, с. 102-110, Лип 2021.