Мигаль В. Д.[1]
ORCID: 0000-0002-2308-760X
E-mail: prof.myhal@gmail.com
Аргун Щ. В.[2, 3]
ORCID: 0000-0001-6098-8661
E-mail: shasyana@gmail.com
Шевченко І. О.[1]
ORCID: 0000-0002-1280-5290
E-mail: igorshvchnk@gmail.com

[1] Державний біотехнологічний університет, м. Харків, Україна
[2] Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна
[3] The Bartlett School of Sustainable Construction, University College London, London, United Kingdom

РОЗРОБКА МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ПРОЄКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ Й ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАКТОРІВ

DOI https://doi.org/10.31359/2311.441X.2026.28.166

УДК 631.372:658.5

Мигаль В. Д., Агрун Щ. В., Шевченко І. О. ***Розробка методів підвищення якості проєктування, виготовлення й експлуатації тракторів***

Анотація. *Не зважаючи на те, що протягом останніх десятиліть вживаються різноманітні науково обґрунтовані заходи для підвищення якості вітчизняних тракторів, їх ресурс, технічна й екологічна надійність недостатні для забезпечення конкурентоздатності. Вирішення цих питань в існуючих дослідженнях здійснювалося з недостатнім урахуванням впливу всіх зовнішніх і внутрішніх факторів на ресурс тракторів. Проєктувальники тракторів не мають у своєму розпорядженні ефективних методів і рекомендацій щодо прийняття оптимальних рішень при конструюванні агрегатів і трактора в цілому на заданий ресурс. Одним із напрямків розв'язання цієї проблеми є використання діагностичної інформації, отриманої при дослідженні вібраційних параметрів тракторних механізмів. Такі параметри можуть служити універсальним показником технічного рівня проєктування і стану тракторів на всіх стадіях їх життєвого циклу. Це принципово новий підхід до комплексного розв'язання важливої наукової проблеми управління якістю проєктування й виготовлення тракторів, підвищення ефективності їх експлуатації.*

У роботі детально розглядаються теоретичні, експериментальні та практичні аспекти визначення допустимої вібрації механізмів трактора і методи їх досягнення. Розроблені класи вібрації проєктованих тракторів з урахуванням заданого ресурсу, контролю вібрації тракторів на відповідність нормам вібрації при виробництві й експлуатації трактора.

Ключові слова: *трактор, вібрація, оцінка якості, надійності, проєктування, виготовлення, експлуатація.*

Mygal V. D., Agrun Shch. V., Shevchenko I. O. ***Development of methods to improve the quality of tractor design, manufacturing and operation***

Abstract. *Despite the fact that in recent decades various scientifically based measures have been taken to improve the quality of domestic tractors, their service life, technical and environmental reliability are insufficient to ensure competitiveness. The solution of these issues in existing studies was carried out with insufficient consideration of the influence of all external*

and internal factors on the service life of tractors. Tractor designers do not have at their disposal effective methods and recommendations for making optimal decisions when designing units and the tractor as a whole for a given service life. One of the directions for solving this problem is the use of diagnostic information obtained when studying the vibration parameters of tractor mechanisms. Such parameters can serve as a universal indicator of the technical level of design and the condition of tractors at all stages of their life cycle. This is a fundamentally new approach to a comprehensive solution to the important scientific problem of managing the quality of design and manufacturing of tractors, increasing the efficiency of their operation.

The paper examines in detail the theoretical, experimental and practical aspects of determining the permissible vibration of tractor mechanisms and methods for achieving them. Vibration classes of designed tractors have been developed taking into account the specified resource, control of tractor vibration for compliance with vibration standards during tractor production and operation.

Keywords: *tractor, vibration, quality assessment, reliability, design, manufacturing, operation.*

Актуальність проблеми

В сільському господарстві трактори виконують до 80 % технологічних операцій. Від якості і надійності тракторів залежить собівартість продукції рослинництва і ефективності агропромислового виробництва. Порівняльний аналіз даних контрольних випробувань на машинно-випробувальних станціях [1-3] показав, що рівень безвідмовності європейських та американських тракторів в кілька разів вище, ніж вітчизняних і російських. Так, у російських тракторів напрацювання на складну відмову знаходяться в діапазоні 415-470 мотогодин., тоді як у зарубіжних тракторів аналогічні показники – в діапазоні 1480-5500 мотогодин. Ці дані свідчать про необхідність підвищення якості проєктування і технології виробництва вітчизняних тракторів з врахуванням збільшення транспортної швидкості підвищення надійності і динамічних властивостей тракторів.

Рішення цих задач вимагає оптимізації податливості та контактної жорсткості зачеплень деталей, крутильних і згинних резонансних коливань зубчастих передач, валів, підшипникових вузлів, які діагностуються вібраційними методами.

В цілому підвищення надійності та ресурсу трактора можна визначати комплексом фактичних станів (*К*), удосконаленням якості проєктування (*П*) і доводки (*Д*), якістю виготовлення і складання (*І*), введенням в експлуатацію (*В*) і складністю умов експлуатації (*Е*):

$$К = f(П, Д, І, В, Е) \pm F. \quad (1)$$

Фактично кожна складова якості трактора (*К*) має *n* діючих невідомих структурних параметрів стану та похибок їх визначення (*F*).

Таким чином, властивості структури механізмів конкретного трактора на стадіях *П, Д, І, В* можуть бути охарактеризовані великим набором конструктивних, технологічних і функціональних параметрів фактичного стану виготовленого трактора.

Складна система механізмів трактора, зв'язків, робочих процесів, різноманітті складальних і геометричних параметрів, умови експлуатації визначають власні частоти та динамічний стан механізмів і можуть надавати кожному трактору індивідуальних властивостей. Ідентифікація цих властивостей, при проєктуванні, доводка і виготовлення тракторів вимагають проведення багатьох видів діагностики, але найбільш ефективним з яких є комплексний показник, вібраційні характеристики, допустимі вібрації трактора [3, 4].

Аналіз останніх досліджень

Вібраційні методи контролю і діагностування енергетичного обладнання широко використовуються. Теорія і практика вивчення і нормування вібрації за критеріями віброміцності та вібростійкості енергетичного обладнання має більш ніж сторічний досвід. Для ефективної оцінки якості проєктування і експлуатації електричних машин, газоперекачувального обладнання, корабельного обладнання, станків, зубчатих передач і підшипників кочення розроблені стандарти на норми вібрації [4-12]. Установленням критеріїв допустимої вібрації в цих стандартах слугує статистичне збирання відомостей про події, розгляд аварій спричинених вібрацією, а також швидкої відмови механізмів аналогів. За норми і класи вібрації енергетичного обладнання приймалося як зниження досягнутих значень вібрації в певній смузі частот.

Трактор багаторежимна машина зі складними системами механізмів, джерел вібрації і умов експлуатації. Розробка вібраційних методів діагностування трактора вимагає значного удосконалення досягнутого досвіду [4-12]. Таким розробкам присвячені роботи [3-4, 13-16].

Формулювання мети дослідження

Метою роботи є розробка методів оцінки якості тракторів за їх вібраційними характеристиками шляхом контролю вібрації під час проєктування, виготовлення й експлуатації, що дає можливість забезпечити заданий ресурс і надійність тракторів.

Результати досліджень

1 Методи досліджень

Вібрація трактора є природною реакцією на реально діючі внутрішні та зовнішні збуджувальні сили. Тому вібраційна діагностика стає ключовим інструментом оцінювання технічного стану трактора на стадіях проєктування і доводки технологій виробництва та експлуатації [3-4].

Для оцінки технічного стану трактора використані основні характеристики вібраційних сигналів [1]:

– пропорційна залежність зміни вібрації від навантаження і частоти обертання;

– зазорів;

– значень кінематичних і геометричних параметрів погрішностей;

– збудження і швидкого поширення вібрації. У вібраційному сигналі міститься вся об'єктивна інформація про всі компоненти, що визначають структурні, функціональні та динамічні характеристики трактора. Ці властивості вібраційних сигналів дають можливість з використанням віброаналізаторів і комп'ютерної техніки спостерігати у реальному часі й порівнювати реакцію всіх компонентів структурних, функціональних і динамічних властивостей усіх механізмів трактора, пов'язаних кореляційною залежністю, на зміну конструкції, технології виготовлення, робочих процесів, режимів роботи, навантажень, швидко отримувати інформацію про вихідний чи технічний стан трактора.

Методологія системного підходу до підвищення якості тракторів на базі єдиного показника (їх вібраційних характеристик) ґрунтується на нормуванні вібрації трактора за критерієм забезпечення заданого ресурсу і надійності на стадіях проєктування і, згідно з критерієм отримання запроєкторваної якості, на стадіях доводки конструкції, виготовлення й експлуатації.

Основним критерієм прогнозування якості проєктування є клас вібрації трактора, а доказами якості доведення – усунення нестабільності вібрації і резонансних явищ,

забезпечення контролепридатності до вібраційного діагностування на стадіях виготовлення й експлуатації.

Збереження проєктної якості трактора на стадії виготовлення шляхом забезпечення індивідуального вібраційне, доведення технічного стану до вимог норм вібрації виготовлення, а при експлуатації та ремонті – контролем вібрації на відповідність вимогам експлуатаційних норм зміни вібрації для прогнозування залишкового ресурсу й обслуговування за технічним станом.

Вібраційні принципи створення тракторів дають можливість на стадії проєктування в лабораторних і заводських умовах виявити резонансні явища в конструкції, доопрацювати конструкцію трактора до заданих рівнів вібрації і, відповідно до заданої надійності, і цим зменшити трудомісткість експлуатаційних доводочних випробувань тракторів.

За об'єкт досліджень вібраційних процесів прийнято трактор Т-150К. За параметри виміряної вібрації прийняті середньоквадратичні значення у децибелах (дБ), у смузі третьоктавних частот від 5 Гц до 10000 Гц. Застосовані апаратні засоби вимірювання: віброаналізатори 2031, 2034; акселерометр 437 і самописець 306; спосіб кріплення сталевою шпилькою або магнітом UA0642. За нульовий рівень вібрації прийнято $3 \cdot 10^{-4}$ м/с^2.

2 Розробка норм вібрації тракторів

2.1 Моделі визначення допустимих і граничних параметрів вібрації трактора

Теорія і практика вивчення і нормування вібрації за критеріями віброміцності та вібростійкості енергетичного обладнання має сторічний досвід. Найбільш надійним і простим методом установлення критеріїв допустимої вібрації є статистичне збирання відомостей про неї, розгляд аварій, спричинених нею, а також випадків швидкої відмови механізмів аналогів. Таким шляхом були розроблені норми і класи вібрації енергетичного обладнання. Як зниження досягнутих значень вібрації у певній смузі частот, переважно від 250 Гц до 10000 Гц, ISO 20816-1:2016, ISO 2373-87 та інші стандарти [6-11].

Для визначення допустимих і граничних станів діагностичних параметрів нами розроблені математичні моделі на базі знайденого співвідношення між значеннями граничних структурних і вібраційних параметрів та їх вихідними станами. Граничні значення збільшення вібраційного параметра (ΔL) над вихідним ($L_И$) для функціональних і ресурсних ($\Delta L_П$) елементів підшипникових вузлів і зубчастих передач отримані із співвідношення

$$\Delta L_Ф = \frac{\delta_ф}{\delta_И} = \frac{L_Ф}{L_И} = 20\,lg(\,2...2{,}5\,) = 6 - 8\ дБ\,; \tag{2}$$

$$\Delta L_П = \frac{\delta_П}{\delta_И} = \frac{L_П}{L_И} = 20\,lg\,10 = 20\ дБ\,. \tag{3}$$

Граничні збільшення вібрації ресурсних елементів над вихідними значеннями при контролі вібрації на резонансній частоті ($\Delta L_Р$) визначаються зі співвідношення

$$\Delta L_Р = K\,\frac{L_П}{L_И} = 20\,lg(\,20...35\,) = 26 - 30\ дБ\,. \tag{4}$$

У формулах (2-4) $\delta_Ф(\Delta L_Ф)$, $\delta_П(\Delta L_П)$ – зазори (рівні вібрації) функціональних і ресурсних параметрів елементів граничного стану, а $\delta_И(\Delta L_И)$ – вихідного стану, К – коефіцієнт підсилення вібрації, який дорівнює 2-3,5.

Із залежностей (2-3) випливає, що зміна діагностичного параметра за зазором і вібрацією при переході механізму з одного класу технічного стану в інший відповідає збільшенню вихідного зазору в 2,5 рази, вібрації – на 8 дБ, а збільшення їхніх значень у 10 разів (20 дБ), стосовно вихідних, є граничною величиною.

2.2 Моделі оцінки якості проєктування тракторів на заданий рівень вібрації

Першим завданням проєктантів та конструкторів надійних тракторів є визначення допустимої вібрації для кожного вузла й агрегату трактора в цілому, при яких рівнях вібрації немає загрози трактору, людині та довкіллю.

Запропоновано оцінювати якість проєктування механізмів трактора за третьоктавним спектром їх вібрації. Критерієм оптимальності закладеної вібрації при проєктуванні трактора є спектральна вібраційна характеристика, яка за максимальними значеннями рівнів віброприскорень (АБ) усіх джерел вібрації фактичного спектра механізмів трактора апроксимується прямою лінією АБ з різницею Р=40 дБ між значеннями рівнів вібрації на частотах 5 Гц і 10000 Гц (рис. 1).

Допустимі вібрації (АБ) у низькочастотній області спектра визначають розрахунковим методом, а на середніх і високих частотах до 10 кГц, на базі існуючих експериментальних і статистичних даних допустимої вібрації механізмів-аналогів [наша]. Для низькошвидкісних агрегатів трактора за допустимі вібрації у низькій області частот (точка А, рис. 1) можна приймати розрахункові допустимі віброприскорення, які збуджуються статичним дисбалансом.

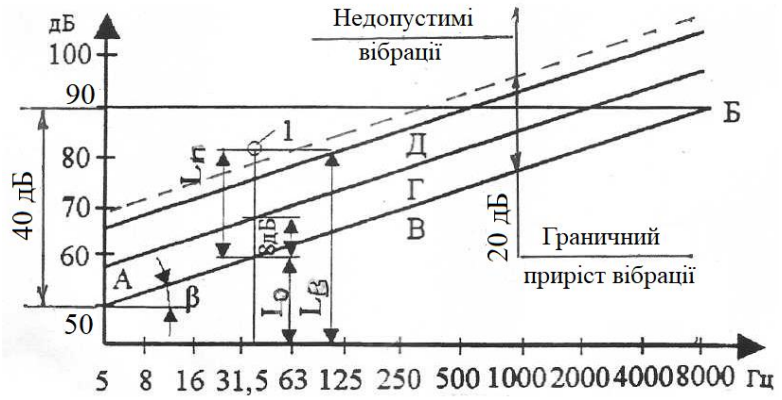


Рис. 1. Класи вібрації тракторів: В – допустима вібрація; Г – нормальна вібрація; Д – підвищена вібрація

Для вітчизняних тракторів сімейства Т-150К допустимими вібраціями (АБ) є значення 50 дБ на частоті 5 Гц і 90 дБ на частоті 10000 Гц (рис. 1). Розроблено три класи вібрації В, Г, Д тракторів з діапазонами вібрації 8 дБ між класами вібрації, які побудовані відносно допустимої вібрації з урахуванням їх граничного приросту 20 дБ.

Рівні вібрації ($L_П$) у точці 1 спектра, рис. 1), що перевищують допустимі рівні (L_O) прямої АБ, прискорюють спрацювання й ушкодження деталей, знижуючи ресурс у пропорційній залежності від величини перевищення вібрації над допустимою.

Вплив перевищення $L_П$ допустимої вібрації L_O на зниження ресурсу елементів трактора оцінюється коефіцієнтом:

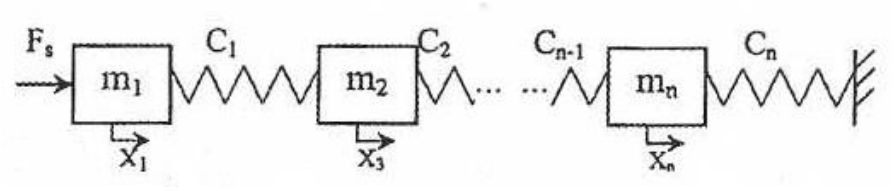
$$K_P = \frac{L_П}{L_O}. \qquad (5)$$

Визначення норм вібрації тракторів відносно допустимої вібрації (рис. 1, пряма АБ) дозволяє за запасом вібрації до граничного її збільшення, яке дорівнює 20 дБ (для тракторів типу Т-150К) оцінювати експлуатаційну придатність проєктованих механізмів тракторів, рівень їхньої конструктивно-технологічної досконалості, прогнозувати ресурс тракторів і визначати прогресивні вимоги до вібраційних характеристик тракторів з урахуванням підвищення їх надійності та конкурентоздатності. Запас роботоздатності за класами вібрації: В > 2,5; Г=2,5-1,5; Д = 1,5-0,2.

Для проєктування тракторів заданого рівня вібрації запропоновано метод оцінки рівня вібрації, що базується на визначенні збуджувальних сил і частот, які збуджуються амплітудами зміщень геометричних осей обертання і геометричними похибками розмірів і форм контактуючих пар, з урахуванням умов, за яких ці процеси відбуваються, – маси деталей, частоти обертання, навантаження і динамічної жорсткості елементів конструкції. Рух кінематичних елементів (xi) вузла трактора представлено аналітичною моделлю (рис. 2), описаною диференційними рівняннями

$$m_S \cdot \ddot{\chi}_S + \sum_{j=1}^{n} R_{S,j} X_j = F_S \; ; \; (s = 1,...,n), \tag{6}$$

де R_{sj} – передаточне відношення (реакція додаткового зв'язку на масі m_s при дії зусилля на масу m_j, що дорівнює реакції додаткового зв'язку на масі m_j при дії зусилля на масу m_s).



$Fs=Fs_0 \cdot \cos \omega t$ – збуджувальна сила; m_1, m_2…, m_n – маси; C_1, C_2…C_{n-1}, C_n – статичні жорсткості

Рис. 2. Аналітична модель вузла трактора

Для можливості використання системи диференційних рівнянь уведена еквівалентна збуджувальна сила Fs=-ms·ë, де ë – задане переміщення, м. Амплітуда, еквівалентна збуджувальній силі, визначається за формулою:

$$F_i = m_i \cdot w_i^2 \cdot e_i, \tag{7}$$

де m_i – маса, кг;

e_i – величина амплітуди зміщення геометричної осі або геометричних погрішностей будь-якого елемента в кінематичній парі, м;

w_i – частота обертання, $с^{-1}$.

Амплітуда коливань (α) і рівні вібрації (L_i) у дБ для кожної збуджувальної сили визначаються за формулами:

$$\alpha_i = \frac{F_i}{K_{Ai}}, \qquad L_i = 20 lg \frac{\alpha_i \cdot w_i^2}{\sqrt{2} \cdot 3 \cdot 10^{-2}} \le L_з \, . \tag{8}$$

Далі наведені математичні вирази і приклади оцінки рівнів вібрації, що збуджуються кінематичними процесами в підшипникових вузлах і валами механізмів трактора, які дозволяють при закладених параметрах конструктивних елементів, геометричних похибках розмірів і форм кінематичних пар, визначати збуджувані рівні

вібрації механізмів і оцінювати обсяг і види зміни конструкції та доводочних робіт для одержання необхідного спектра (рис. 2) заданого класу вібрації трактора (рис. 1).

Оцінку експериментальних рівнів вібрації $(L_ф)$ аналога або макета, що перевищують задані $L_З$ для кожної збуджувальної сили, дістають із співвідношення:

$$\Delta L_{пр} = L_ф - L_з = 20 lg \frac{L_ф}{L_з}. \quad (9)$$

Приріст вібрації при зміні амплітуди геометричних похибок і зазорів $(L_ф)$ кінематичних пар порівняно з необхідними або вихідними значеннями похибок (L_o) визначається зі співвідношення

$$\Delta L_{пр} = L_ф - L_o = 20 lg \frac{e_ф}{e_o}. \quad (10)$$

За розрахунково-експериментальними даними рівні віброприскорень $(W_ж)$, що збуджуються статичним дисбалансом $(e_Σ)$ при жорсткому валові, і віброприскорення $(W_П)$, які викликаються зміщенням центра ваги вала від геометричної осі обертання на величину $(e_{Σ3})$ в підшипниковому вузлі, визначаються за формулами:

$$W_Ж = \frac{\omega^2}{\sqrt{2}} \cdot e_Σ \cdot \frac{G_B}{G_{KΣ}} \cdot 10^{-6}, \text{ м/с}^2; \quad (11)$$

$$W_П = \frac{\omega^2}{\sqrt{2}} \cdot e_{Σ3} \cdot \frac{G_B}{G_{KΣ}} \cdot 10^{-6}, \text{ м/с}^2, \quad (12)$$

де G_B – маса вала, що обертається, кг;

$G_{KΣ}$ – маса агрегату без вала, що обертається, кг.

Віброприскорення ($W_{ШП}$), збуджувані овальністю шийки вала ($e_{ШП}$) під установку підшипника, що вимірюються на стакані підшипникового вузла, визначаються за формулою

$$W_{ШП} = \frac{(2\omega)^2}{\sqrt{2}} \cdot e_{ШП} \cdot \frac{G_B}{G_{KΣ}} \cdot K_{Д2} \cdot 10^{-6}, \text{ м/с}^2, \quad (13)$$

де $K_{Д2}$ – розрахунковий коефіцієнт динамічного підсилення вібрації,

$e_{ШП}$ – овальність, мкм.

Допустимі рівні прискорень призначуваного підшипника кочення $(L_Д)$ За заданим допустимим рівнем прискорювань $(L_З)$ агрегату визначаються за рівнянням

$$L_Д \le L_З + 20 lg \left(\frac{n}{1500}\right)^2 - 20 lg \frac{G_{KΣ}}{G_B} + 20 lg\, K_{ДР}, \text{ дБ} \quad (14)$$

де $K_{ДР}$ – експериментальний коефіцієнт динамічного підсилення вібрації n частоти обертання, хв$^{-1}$;

$L_З$ – віброприскорення на зовнішньому кільці окремого підшипника, АБ.

Розроблено математичну модель діагностування зубчастої передачі за швидкістю збільшення зазору в зубозчепленні під дією ударних процесів, обумовлених змінною жорсткістю (a_Z) і бічним зазором $(a_{δo})$ зубозачеплення.

$$L(a_Z, a_{\delta o}, \nu_\delta, a, t) = 20lg\left(\frac{a_Z}{a_{REF}}\right) + 10lg\left(1 + \left(\frac{a_Z}{a_{\delta o}}\right)^{-2}\left(1 + \nu_\delta t^a\right)^2\right), \quad (15)$$

де a_Z, $a_{\delta o}$ – складові вібрації, викликані змінною жорсткістю й ударними процесами в зубозачепленні;

v_δ – відносна швидкість зміни зазору;

a – постійний для даного сполучення параметр;

δ_o – вихідний зазор;

t – напрацювання;

a_{REF} – опорний рівень вібрації.

Вплив частоти обертання коліс (L_{C3}) і навантаження (L_{h3}) на зростання віброприскорення визначаються за залежностями:

$$L_{C3} = L_{ПК} + 23lg П_К, \, дБ \quad (16)$$

$$L_{h3} = L_{ПК} + 20lg N_З, \, дБ \quad (17)$$

де $L_{ПК}$ – постійна величина, що залежить від конструкції та якості виготовлення шестерень у межах 40-50 дБ;

$П_К$ – колова швидкість коліс, м/с;

$N_З$ – потужність, що передається, кВт.

2.3 Моделі оцінки й забезпечення якості виготовлення тракторів

Оцінювання якості технологій виготовлення деталей і складання вузлів, агрегатів трактора виконується за розкидом максимальних і мінімальних рівнів вібрації заданої вибірки (від 10 до 30 виробів) при частоті обертів вхідного вала 1000 хв$^{-1}$ і 2000 хв$^{-1}$. Ці вибірки виробів обираються у строгій послідовності з випуском. За критерій якісних технологій прийнято розкид не більший за 4-6 дБ.

Оцінка якості виготовлення виконується за рівнями відхилень вібрації механізмів трактора від заданої норми. Нормування рівнів вібрації трактора виконується в третьоктавних смугах частот від 5 до 10000 Гц, як верхня межа поля допуску *H,* здійснюється на основі статистичної обробки вибірки виміряної вібрації виробу в контрольованій смузі частот з урахуванням заданої надійності та ймовірності браку згідно із залежністю (18).

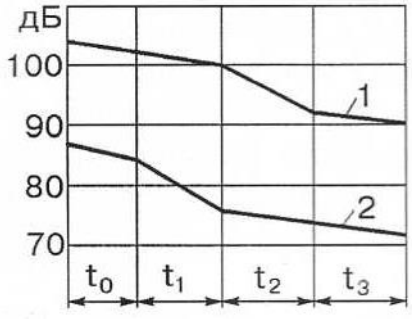
$$H = \overline{L} + lS, \, дБ \quad (18)$$

де $\overline{L}$ – середнє арифметичне значення;

S – емпіричне значення середнього квадратичного відхилення вимірів;

l – коефіцієнт, що визначає поле допуску, який є функцією надійності, частки випадковості й обсягу вибірки. Для підшипників і зубчастих передач *l* = 2.

Порівняння фактичних рівнів вібрації механізму з нормою вібрації дає можливість обґрунтовано за перевищенням спектральних складових вібрації над нормою встановлювати види дефектів, доцільність і необхідний обсяг індивідуальної доводки для усунення дефектів виготовлення, складання й монтажу трактора, контролювати технологічні процеси виготовлення і забезпечувати проєктну надійність трактора на стадії виробництва. Розроблені таблиці діагностичних ознак видів дефектів виробництва агрегатів трактора та методи їх усунення (приклад рис. 3), які можуть становити базу для програмного забезпечення для приладів автоматизованого контролю якості діагностування.



1 – підшипникових вузлів; 2 – зубчастої передачі; t_0 – обкатка після складання; t_1 – зменшення осьового зазору між шестірнями з 1,1 мм до 0,1 мм; t_2 – введення осьового натягу підшипників; t_3 – експлуатаційна обкатка

Рис. 3. Вібраційна доводка головної зубчастої передачі моста

У залежності від рівня технології виробництва та якості проєктування окремих агрегатів, їх складання і монтажу передбачено контроль вібрації у скороченому та повному обсязі випробувань (рис. 4, 6). У скороченому обсязі контроль вібрації та індивідуальну доводку вібраційних характеристик до норм можна здійснювати в один етап після короткої (15-30 хв.) обкатки виробу на холостому ходу (рис. 4, операції 1, 2, 3). Виявлення й усунення дефектів виготовлення, складання і монтажу окремих агрегатів і трактора в повному обсязі здійснюється у два етапи (рис. 4, операції 1-6).

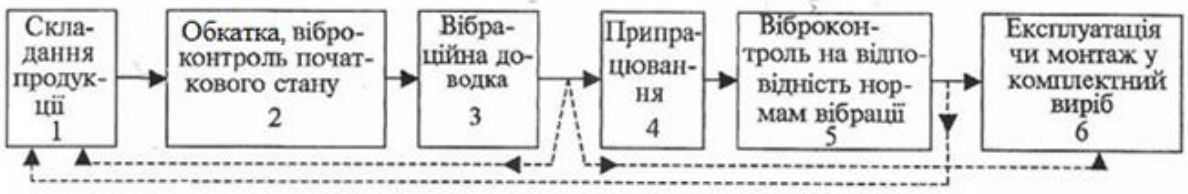
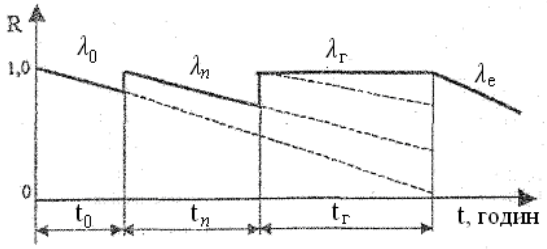


Рис. 4. Послідовність вібраційного контролю якості виготовлення трактора і його агрегатів

Початковий контроль якості виготовлення на відповідність нормам вібрації виконується під час короткочасної обкатки t_0 (рис. 5). Випробування виробу на цьому етапі проводять на холостому ходу шляхом регулювань з метою усунення потоку дефектів λ_0, які збурюють вібрацію, що перевищує норму. Після вібраційної доводки (операція 3, рис. 4) бездефектний виріб при скороченому обсязі випробувань надходить на складання трактора (операція 6, рис. 4), а при повному обсязі випробувань – на обкатку-припрацювання (операції 4, 5) у режимі навантаження. Дефекти λ_n, які проявилися в процесі припрацювання, знову усуваються шляхом проведення регулювальних робіт або заміни деталей (рис. 5). Після закінчення припрацювання за результатами контролю вібрації на відповідність нормам визначають придатність виробу до монтажу в комплектний трактор і експлуатації або повертають на доводку (операція 1, рис. 4). Усунення обкаткою на холостому ходу і припрацюванням під навантаженням дефектів виготовлення, складання і монтажу дає можливість вивести параметри агрегатів і трактора в цілому на рівень вимог проєктної якості та забезпечити безвідмовну роботу в гарантований термін експлуатації.



t_0 – обкатка; $t_п$ – припрацювання; R – імовірність безвідмовної роботи; $t_г$ – гарантійний період експлуатації; λ_0 – потік дефектів під час обкатки; $\lambda_п$ – потік дефектів припрацювання; $\lambda_Г$ – гарантійна безвідмовна робота; $\lambda_е$ – потік відмов при експлуатації

Рис. 5. Модель підвищення безвідмовності машини на стадії виробництва

Рис. 6. Діагностичні ознаки дефектів коробки передач і методи їх усунення

Операції доводки коробки передач трактора Т-150К до норм вібрації показані на рис. 6.

2.4. Моделі оцінки й забезпечення якості експлуатації тракторів

Розроблено статистичну модель нормування вихідних значень вібраційного діагностичного параметра експлуатаційних норм вібрації трактора, яка дозволяє враховувати якість проєктування і виготовлення в розрахунках вихідного ($L_И$) діагностичного параметра шляхом визначення коефіцієнта вібраційного перевантаження ($K_П$) і відносного розсіювання σ_L в довірчому інтервалі в кожній контрольованій смузі частоти вібрації

$$L_И = \overline{L} + lS - K_П\sigma_L, \tag{19}$$

де σ_L – середнє квадратичне відхилення від середнього арифметичного значення вібрації, $\sigma_L = S/\sqrt{n-1}$.

Величина нормованих граничних значень вібраційного діагностичного параметра експлуатаційних норм вібрації визначається як алгебраїчна сума вихідного рівня $L_И$ і граничного приросту вібрації (2, 3):

$$L_П = L_И + \Delta L. \tag{20}$$

За норму нижньої межі поля допуску приймається

$$L_Н = L_И + lS, \tag{21}$$

як допустиме зниження нижче встановленої норми (19), що є показником порушення якості складання і технічного стану (ослаблення кріплення, провертання вала, зниження частоти обертання тощо), а в експлуатації трактора – відключення окремих елементів, агрегату або начіпних механізмів, зменшення частоти обертання, потужності.

Для контролю якості регулювальних робіт, поточного й капітального ремонту окремих агрегатів і комплектного трактора розробляються норми на 80% і 100% відновлення проєктного ресурсу. Для 100% відновлення ресурсу рівні вібрації відремонтованих виробів не повинні перевищувати норми якості виготовлення (18). У разі 80% відновлення ресурсу рівні вібрації по всьому спектру третьоктавних значень не повинні перевищувати більш ніж на 4 дБ норми (18) якості виготовлення.

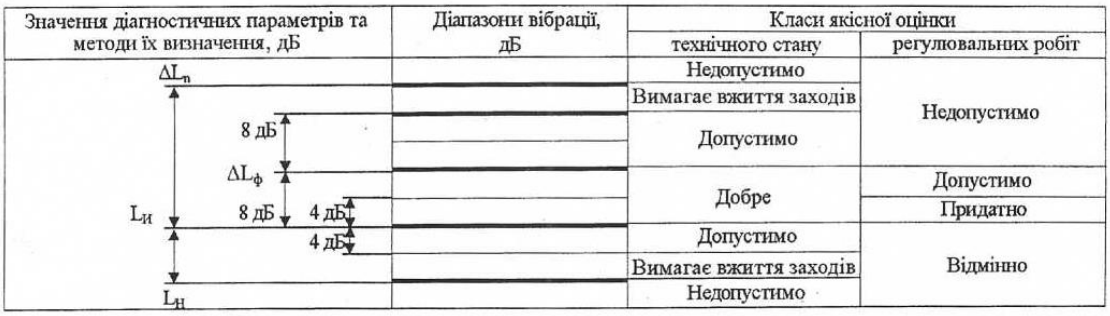


Рис. 7. Норми вібрації і класи якісної оцінки технічного стану трактора

Розроблено класифікаційні діапазони експлуатаційної вібрації й шкалу якісної оцінки технічного стану, регулювальних і ремонтних робіт для ресурсних і функціональних елементів трактора (рис. 7), у яких зміна вібрації (3) від вихідного (19) до граничного параметра (20, 21) розбита на класи вібраційного стану «відмінно», «добре», «допустимо», «вимагає вжиття заходів», «недопустимо» з різницею інтервалів між прилеглими областями в 4 дБ. Різниця в 4 дБ збільшення або зниження вихідної вібрації вказує на істотні зміни вібраційного стану – наявність дефекту, а різниця у 8 дБ свідчить про зміну на рівні переходу механізму в інший клас технічного стану. Діагностування виду дефекту та стану механізму здійснюється методом зіставлення поточних значень вібрації з нормованими значеннями.

Нормування експлуатаційної вібрації в залежності від складності механізму трактора запропоновано провадити у широких смугах частот, у третьоктавних смугах і дискретних частотах прояву дефектів у кожній контрольній точці.

Вібраційне діагностування механізмів трактора провадиться за лінійним трендом віброприскорень (дБ) за часом напрацювання. Отримано співвідношення для прогнозування ресурсу t_p:

$$t_p = \frac{L_{max} - L_H}{K_T}; \qquad K_T = tg\alpha = \frac{L_{T1} - L_H}{t_1 - t_0}; \qquad L_{max} = L_H + K_T t_P, \tag{22}$$

де L_{max}, L_H – максимальні та початкові значення;
$K_T = tg\alpha$ – кутовий коефіцієнт тренда;
L_{TI} – рівень вібрації у поточний момент часу t_1.

На базі лінійного тренда віброприскорень запропоновано модель експрес-діагностування максимального L_{max} і залишкового ресурсу при обмеженій інформації – за результатами одного або двох вимірів вібраційного параметра. Максимальний і залишковий ресурси механізму трактора при відомих значеннях $L_И$ та $L_П$ (2, 3, 20) і напрацювання від початку експлуатації на момент діагностування L_1 можна визначити

за коефіцієнтом (α) швидкості наростання вібрації за допомогою одного виміру вібрації (рис. 8):

$$\alpha=(L_1-L_и)/\Delta L_п; \quad t_{max}=t_1/\alpha; \quad t_{op}=t_{max}-t_1=t_{max}(L_п-L_1)/\Delta L_п. \qquad (23)$$

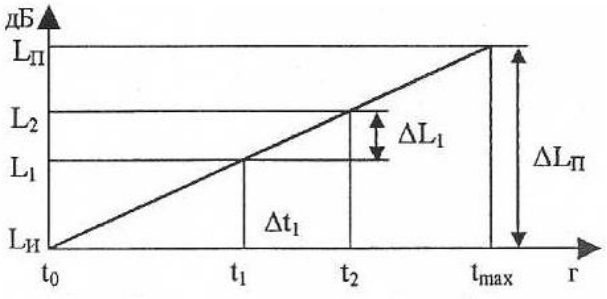


Рис. 8. Графік визначення ресурсу об'єкта діагностування

У разі відсутності даних про напрацювання елемента з початку експлуатації необхідно провести два виміри через проміжок часу напрацювання Δt_1. Тоді

$$A=\Delta L_1/\Delta L_п; \quad t_{max}=(t_2-t_1)/\alpha; \qquad (24)$$

$$=\Delta t_1=t_2-t_1; \quad t_2=t_{max}(L_2-L_и)/\Delta L_п; \quad t_{op}=t_{max}-t_2=t_{max}(L_2-L_и)/\Delta L_п. \qquad (25)$$

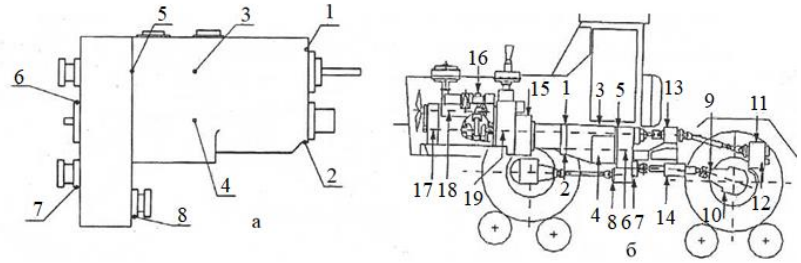
Прогнозування залишкового ресурсу за зміною рівня вібрації зводиться до екстраполяції знайденого тренда і визначення моменту його перетинання з лінією граничного стану $\Delta L_Ф$, $\Delta L_П$; (2, 3, 20).

3. Експериментальні дослідження вібраційних характеристик тракторів типу Т-150К

Дослідження вібраційних характеристик комплектних тракторів, а також дослідження їх окремих агрегатів проводилися на обкаточних роликових стендах у режимі холостого ходу. Точки контролю вібрації показані на рис. 9.

Вибір контрольних точок проводився з урахуванням можливостей найбільшого наближення до джерела вібрації (підшипників, зубчастих передач і т. п.), у яких зміна вібрації з достатньою чутливістю відповідають зміні технічного стану деталей і вузлів трактора, а шляхи розповсюдження вібрації від джерела збурення вібрації до точок контролю вібрації знаходяться жорсткі елементи з мінімальною кількістю з'єднань (рис. 10; 1 – датчики; 2 – шпилька; 3 – магніт).

Рівні вібрації агрегатів комплектного трактора Т-150К (рис. 9, б) показані на рис. 11. Розкид максимальних і мінімальних рівнів вібрації (при номінальній частоті обертів двигуна (СМД-62) 2100 хв$^{-1}$) в режимі холостого ходу в діапазоні частот від 5 до 10000 Гц (для вибірки не менше 15 шт. кожного агрегату), двигуна (95-125 дБ), коробки передач (93-112 дБ), турбокомпресора (100-112 дБ), моста (85-110 дБ), муфти зчеплення (85-105 дБ), редуктора ВВП (88-103 дБ). На рис. 11 вертикальними лініями (1-10) відмічені величини розкиду значень вібрації для вибірки 9 тракторів. Рівні вібрації агрегатів трактора значно перевищують допустимі, чим пояснюється їх низький ресурс у 10-12 тис. мотогодин. Такий розкид мінімальних і максимальних рівнів вібрації свідчить про низький рівень технології виготовлення тракторів.



1-8 – коробки передач і роздавальної коробки; 9, 10 – мостів; 11, 12 – редуктора вала відбору потужності (ВВП); 13, 14 – опор карданних валів; 15 – муфти зчеплення; 16 – турбокомпресора; 17-19 – двигуна

Рис. 9. Точки контролю вібрації коробки передач (а) та комплектного трактора Т-150К (б)

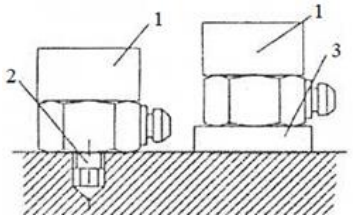


Рис. 10. Способи кріплення віброперетворювача

1-7 – розкид рівнів вібрації, збурюваної підшипниками кочення (1); зубчастими передачами (2); механізмами паливної апаратури (3); циліндро-поршневим механізмом (4); муфтою зчеплення (5); корінними підшипниками (6); турбокомпресором (7); насосом (8); вентилятором (9); генератором (10)

Рис. 11. Рівні вібрації агрегатів і вузлів трактора Т-150К

Кількість мостів (%) при виборці 33 мостів, які за максимальними значеннями вібрації при частоті обертів 1000 хв$^{-1}$ – задовольняють стану класу В – 0 %, класу Г – 60 %, а при частоті 2000 хв$^{-1}$ – класу В – 0 %, класу Г – 25 %, коефіцієнт перевантаження деталей підшипникових вузлів при частоті 1000 хв$^{-1}$ складає: коробки передач 2,5; головної передачі 2,0, а при частоті обертів 2000 хв$^{-1}$ – коробки передач 8,0; головної передачі 5,6.

Рівні вібрації трансмісії тракторів знаходяться при частоті обертання 2000 хв$^{-1}$ в межах від 75 до 112 дБ, двигуна – від 77 до 125 дБ, що в 10-20 разів перевищує вібрації аналогічних механізмів іншого машинного устаткування більшої потужності й частот обертання.

Конструктивні параметри, якість виготовлення та складання агрегатів не забезпечують стабільність точнісних параметрів і жорсткісних характеристик трактора.

Це підтверджується великим (10-27 дБ) розкидом максимальних 4 і мінімальних 5 рівнів експериментальної вібрації, перевищенням до 16 дБ максимальних значень вібрації над середньоарифметичними 1 (рис. 12).

Установлені значення розкиду рівнів вібрації механізмів тракторів на стадії виготовлення є показником статистичного розсіювання їх ресурсів до 30%, що і спостерігається на практиці. Основними недоліками конструкції і технології тракторів є: відсутність пружного осьового натягу підшипників, великі зазори у сполученнях підшипникових вузлів (більше 30 мкм) і зубчатих передачах (більше 0,3 мм), установка й фіксація підшипників на вал і в опору з перекосами кілець та не в площині максимальної жорсткості корпусів та ін., які обумовлюють виготовлення тракторів різної якості та нестабільність технічного стану. Основними джерелами високих рівнів вібрації трактора у низькочастотній області (до 100 Гц) є резонансні вібрації силового агрегату, дисбаланс, неспіввісність монтажу агрегатів і прогин силового агрегату, в області середніх частот (200-1150 Гц) – зубчасті передачі. Експериментально підтверджується необхідність вібраційної оптимізації (доводки) конструкції для усунення резонансів і нестабільності вібрації та нормування вібрації трактора для контролю якості виготовлення, складання та монтажу.

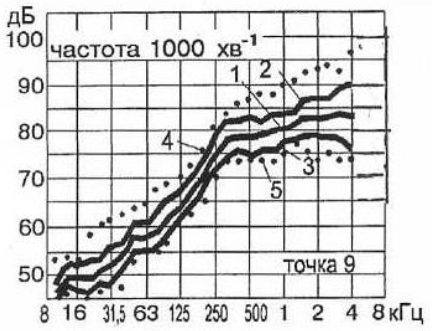


Рис. 12. Статистична обробка вібрації головної передачі моста трактора Т-150К

Рівні вібрації агрегатів трансмісії тракторів типу Т-150К на стадії приймально-здавальних випробувань на обкаточному стенді при частоті обертання 2000 хв$^{-1}$ на 10-20 дБ перевищують допустимі (рис. 11) [4]. Максимальні рівні вібрації агрегатів у смузі частот від 5 до 10000 Гц знаходяться у верхній зоні класі вібрації Д і вище, що і визначає на даний час ресурс трактора менше 10 тис. мотогодин до капітального ремонту. Рівні вібрації та існуючий ресурс тракторів типу Т-150К узгоджуються з класом вібрації Д (рис. 1).

Висновки

Вібраційні параметри тракторів є універсальним ефективним діагностичним показником якості проєктування, виготовлення й експлуатації тракторів. Основним діагностичним показником проєктної якості закладених механічних, функціональних і динамічних параметрів трактора є допустимі рівні віброприскорень (дБ) в діапазоні частот від 5 до 10000 Гц. Для тракторів типу Т-150К допустимим є спектр вібрації, який не перевищує 50 дБ на частоті 5 Гц і 90 дБ на частоті 10000 Гц.

Розроблені статистичні і математичні моделі визначення допустимої вібрації трактора, розрахунку граничних значень перевищення допустимої вібрації в експлуатації, які для структурних параметрів визначені як 16-20 дБ, а для функціональних – 6-8 дБ.

Конструктивно-технологічна досконаліть тракторів оцінюється за рівнями збільшення вібрації відносно допустимої вібрації. Визначені три класи вібрації тракторів

з діапазоном вібрацій 8 дБ між класами вібрацій, які побудовані відносно допустимої вібрації. Розроблені норми вібрації, оцінки якості технологій виготовлення й експлуатації.

Список використаних джерел

1. Лебедєв С.А. Технічний рівень тракторів сільськогосподарського призначення на ринку України / С.А. Лебедєв // Техніка і технології АПК. 2014. № 11 (62). С. 8-12.

2. Дирда В.І. Дослідження експлуатаційної надійності тракторів John Deere серії 8320R в умовах України / В.І. Дирда, О.А. Черній, О.А. Жидик // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизації. – 2017. – Вип. 30. – С. 38-40.

3. Мигаль В.Д. Експлуатаційні властивості та надійність тракторів: навч. посібник для здобувачів ступеня вищ. освіти закл. вищ. освіти / В. Д. Мигаль, М. Л. Шуляк; Харків. нац. техн. ун-т сіл. госп-ва ім. П. Василенка. – Харків: ФОП Мірошниченко О.А., 2021. – 262 с.

4. Мигаль В. Д. Вібраційна діагностика машин, проектування, виготовлення, експлуатація: монография / В. Д. Мигаль, Щ. В. Аргун. – Х.: Мачулін, 2024. – 441 с.

5. ISO1683:2015 Acoustics Preferred Reference Values for Acoustica / International Organization for Standardization, 2015.

6. ДСТУ5348:2009. Вібрація та удар механічні. Кріплення акселерометрів механічне (ISO5348:1998, IDT) / Технічний комітет стандартизації «Трактори і сільськогосподарські машини» (ТК 69), 2009.

7. ISO 20816-1:2016. Mechanical Vibration Measurement and Evaluation of Machine Vibration/ISO, 2016.

8. ISO 20816-3:2022. Mechanical Vibration — Measurement and Evaluation of Machine Vibration – Part 3: Industrial machinery with a power rating above 15 kW and operating speeds between 120 r/min and 30 000 r/min / ISO, 2022.

9. ДСТУ EN 12096:2005. Вібрація механічна. Повідомлення та перевірка параметрів вібрації. 2005.

10. EN IEC 60034-14:2018. Rotating Electrical Machines – Part 14: Mechanical vibration of certain machines with shaft heights 56 mm and higher – Measurement, evaluation and limits of vibration severity. 2018.

11. ISO 8579-2: 1993. Acceptance code for gears. Part 2: Determination of mechanical vibrations of gear units during acceptance testing. Technical Committee: ISO/TC 60. Publication date: 1993-02. – 14 p.

12. Migal V., Arhun S., Hnatov A., Shuliak M. (2022). Evaluating the Quality of Design and Manufacture of Agricultural Tractors by Vibration Characteristics. Transport Means - Proceedings ot the International Conference. 2022-October, 2022 26th International Scientific Conference Transport Means 2022. Kaunas, (15 - 7 October 2022). P. 116-121.

13. Mygal V., Arhun S., Shuliak M., Hnatov A., Trunova L., & Shevchenko I. (2022). Assessing Design and Manufacturing Quality of Tractor Gearboxes by their Vibration Characteristics. Journal of Vibration and Control, doi: 10775463211060899.

14. Mygal V., Arhun S., Hnatov A., Ulianets O., Kunicina N., & Ribickis L. Diagnostics of Tractor Transmissions by Vibration Levels. 2022 7th IEEE International Energy Conference (ENERGYCon 2022), May 9-12, 2022, Riga Technical University, Latvia, Riga. P. 1-7. DOI: 10.1109/ENERGYCON53164.2022.9830506.

15. Migal V., Lebedev A., Shuliak M. та ін. Reducing the Vibration of Bearing Units of Electric Vehicle Asynchronous Traction Motors. JVC/Joumal of Vibration and Control. 2021. Вип. 27, № 9-10. С. 1123-1131.

References

1. Lebedyev S.A. Tekhnichnyy riven′ traktoriv sil′s′kohospodars′koho pryznachennya na rynku Ukrayiny / S.A. Lebedyev // Tekhnika i tekhnolohiyi APK. 2014. № 11 (62). S. 8-12.

2. Dyrda V.I. Doslidzhennya ekspluatatsiynoyi nadiynosti traktoriv John Deere seriyi 8320R v umovakh Ukrayiny / V.I. Dyrda, O.A. Cherniy, O.A. Zhydyk // Tekhnika v sil′s′kohospodars′komu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannya, avtomatyzatsiyi. – 2017. – Vyp. 30. – S. 38-40.

3. Myhal′ V.D. Ekspluatatsiyni vlastyvosti ta nadiynist′ traktoriv: navch. posibnyk dlya zdobuvachiv stupenya vyshch. osvity zakl. vyshch. osvity / V. D. Myhal′, M. L. Shulyak; Kharkiv. nats. tekhn. un-t sil. hosp-va im. P. Vasylenka. – Kharkiv: FOP Miroshnychenko O.A., 2021. – 262 s.

4. Myhal′ V. D. Vibratsiyna diahnostyka mashyn, proektuvannya, vyhotovlennya, ekspluatatsiya: monohrafyya / V. D. Myhal′, Shch. V. Arhun. – X.: Machulin, 2024. – 441 s.

5. ISO1683:2015 Acoustics Preferred Reference Values for Acoustica / International Organization for Standardization, 2015.

6. DSTU5348:2009. Vibratsiya ta udar mekhanichni. Kriplennya akselerometriv mekhanichne (ISO5348:1998, IDT) / Tekhnichnyy komitet standartyzatsiyi «Traktory i sil′s′kohospodars′ki mashyny» (TK 69), 2009.

7. ISO 20816-1:2016. Mechanical Vibration Measurement and Evaluation of Machine Vibration/ISO, 2016.

8. ISO 20816-3:2022. Mechanical Vibration — Measurement and Evaluation of Machine Vibration – Part 3: Industrial machinery with a power rating above 15 kW and operating speeds between 120 r/min and 30 000 r/min / ISO, 2022.

9. DSTU EN 12096:2005. Vibratsiya mekhanichna. Povidomlennya ta perevirka parametriv vibratsiyi. 2005.

10. EN IES 60034-14:2018. Rotating Electrical Machines – Part 14: Mechanical vibration of certain machines with shaft heights 56 mm and higher – Measurement, evaluation and limits of vibration severity. 2018.

11. ISO 8579-2: 1993. Acceptance code for gears. Part 2: Determination of mechanical vibrations of gear units during acceptance testing. Technical Committee: ISO/TC 60. Publication date: 1993-02. – 14 p.

12. Migal V., Arhun S., Hnatov A., Shuliak M. (2022). Evaluating the Quality of Design and Manufacture of Agricultural Tractors by Vibration Characteristics. Transport Means - Proceedings ot the International Conference. 2022-October, 2022 26th International Scientific Conference Transport Means 2022. Kaunas, (15 - 7 October 2022). P. 116-121.

13. Mygal V., Arhun S., Shuliak M., Hnatov A., Trunova L., & Shevchenko I. (2022). Assessing Design and Manufacturing Quality of Tractor Gearboxes by their Vibration Characteristics. Journal of Vibration and Control, doi: 10775463211060899.

14. Mygal V., Arhun S., Hnatov A., Ulianets O., Kunicina N., & Ribickis L. Diagnostics of Tractor Transmissions by Vibration Levels. 2022 7th IEEE International Energy Conference (ENERGYCon 2022), May 9-12, 2022, Riga Technical University, Latvia, Riga. P. 1-7. DOI: 10.1109/ENERGYCON53164.2022.9830506.

15. Migal V., Lebedev A., Shuliak M. ta in. Reducing the Vibration of Bearing Units of Electric Vehicle Asynchronous Traction Motors. JVC/Joumal of Vibration and Control. 2021. Vyp. 27, № 9-10. C. 1123-1131.

Отримано: 01.04.2026. Прийнято: 13.04.2026. Опубліковано: 15.05.2026.