

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА



**Хворост Олександр Григорович**

УДК 629.016

**ОЦІНКА ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН  
ТА ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ НАДІЙНОСТІ**

Спеціальність 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту

**АВТОРЕФЕРАТ**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2021

Дисертація є рукопис.

Робота виконана у Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка, Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Полянський Олександр Сергійович,**  
Харківський національний автомобільно-дорожній  
університет, професор кафедри технології  
машинобудування і ремонту машин

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Дущенко Владислав Васильович,**  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
професор кафедри інформаційних  
технологій і систем колісних та гусеничних  
машин ім. О. О. Морозова

кандидат технічних наук, доцент  
**Стефанов Володимир Олександрович,**  
Український державний університет  
залізничного транспорту, доцент  
кафедри будівельних, колійних  
та вантажно-розвантажувальних машин

Захист дисертації відбудеться 08 квітня 2021 р. о 10<sup>00</sup>\_годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 64.832.03 в Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка за адресою: Україна, просп. Московський, 45, ауд. 204, м. Харків, 61050.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка за адресою: вул. Алчевських, 44, м. Харків, 61002.

Автореферат розісланий 04 березня 2021 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Ю.О. Градиський

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Вступ.** Найбільш енергоємними технологічними процесами для гусеничного трактора є орні роботи, при виконанні яких елементи силової передачі трактора піддаються максимальним навантаженням, що призводять до їхнього руйнування. Характерним для них є несталий режим роботи, обумовлений зміною регульованого швидкісного режиму двигуна внутрішнього згоряння, перемиканням передач, нестабільністю тягового навантаження й таке інше.

Крім того, при роботі гусеничного трактора із плугом виникає перекидаючий момент, що викликає перерозподіл вертикальних реакцій між бортами. Важливо в цьому випадку визначити вертикальні реакції на кожному з опорних котків гусеничного рушія з урахуванням дії перекидаючого моменту в поперечній площині.

Різкозмінний режим навантаження, особливо при підворотах на гонах і поворотах наприкінці гонів, обумовлений як складними умовами експлуатації, так і внутрішніми динамічними процесами, пов'язаними зі змінною твердістю, деформаціями й недостатньою точністю виготовлення деталей.

**Актуальність теми.** Основні динамічні навантаження (частота їхньої зміни) силової передачі гусеничного трактора при усталеному русі визначаються в основному низькими частотами від тягового опору (0,1-3 Гц) і збурюванням від нерівностей ґрунтового фону, розгойдуванням трактора на підвісці (5-35 Гц); середніми частотами від перемотування гусениць (5-35 Гц), крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння (15-40 Гц) і високими частотами від перезачеплення шестірень, нерівномірності обертання карданних валів і так далі (до 1000 Гц). Високочастотні збурюючі впливи, що не вносять істотного внеску в сумарний ушкоджуючий вплив на елементи силової передачі, при оцінці їхньої довговічності не враховуються.

У цьому зв'язку актуальними є дослідження, спрямовані на більш глибоке дослідження факторів, що впливають на навантаженість елементів силових передач тракторів, оцінку розподілу навантажень у цих елементах і розробку на цій базі рекомендацій з їхнього зниження для підвищення надійності тракторів.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконувалася в рамках тематики науково-дослідної роботи кафедри тракторів і автомобілів ХНТУСГ імені Петра Василенка та кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ. Тема дисертаційної роботи була складовою частиною науково-дослідної роботи держбюджетної тематики Міністерства освіти і науки на 2006-2009 р.р. (договір № 02-53-06 «Теоретичні основи забезпечення надійності конструкцій (на прикладі автомобілів та тракторів)» і договору № 70/11-23 «Оцінка і забезпечення ремонтпридатності тракторів виробництва ВАТ «ХТЗ» (ДР0109U000362, 2009-2013рр.).

**Мета і завдання дослідження.** Метою дисертаційної роботи є підвищення надійності гусеничних машин шляхом обмеження пікових навантажень в елементах ходової частини й трансмісії при різних режимах руху.

Для досягнення поставленої мети визначено такі основні завдання дослідження:

- провести теоретичне дослідження динаміки гусеничного трактора при нерівномірному розподілі навантаження бортами;
- виконати структурний і параметричний синтез засобів захисту силової передачі трактора від перевантажень;
- розробити програму-методику експериментальних досліджень;
- провести аналіз отриманих результатів і розробити рекомендації з їхньої практичної реалізації.

**Об'єкт дослідження** – процеси утворення пікових навантажень в елементах трансмісії й ходової частини, що визначають надійність гусеничного трактора.

**Предмет дослідження** – шляхи підвищення надійності гусеничної машини за рахунок зниження пікових навантажень.

**Методи дослідження.** Вирішення поставлених завдань забезпечується використанням системного підходу й раціонального поєднання теоретичних й експериментальних досліджень, аналізу відомих наукових результатів. Для досягнення результату використаний сучасний метод рішення оптимізаційних завдань й апарат теорії надійності.

Експериментальні дослідження реалізовані із застосуванням існуючих і розроблених методик проведення експерименту, використанням персонального комп'ютера для математичної обробки статистичного матеріалу за результатами експлуатаційних випробувань.

#### **Наукова новизна отриманих результатів.**

1. Вперше імовірнісними методами визначена нерівномірність навантаження опорних котків трактора при асиметричному впливі робочих органів при агрегуванні.

2. Вперше визначений взаємозв'язок між геометричними параметрами ходової частини, середніми навантаженнями на опорних котках і характеристиками їхнього розсіювання.

3. Вперше визначений вплив режимів навантаження, зношування елементів ходової частини та трансмісії на їхні показники надійності.

4. Одержала подальший розвиток теорія надійності гусеничних машин стосовно до трансмісії й ходової частини у зв'язку з виявленням механізмів утворення нерівномірності навантаження опорних котків ходової частини й динамічних навантажень у трансмісії.

**Практичне значення отриманих результатів.** З використанням отриманих результатів теоретичних й експериментальних досліджень були розроблені та прийняті до впровадження ВАТ «ХТЗ»:

- методика оцінки впливу режимів навантаження, зношування елементів ходової частини й трансмісії на надійність гусеничного трактора;
- запропонований спосіб захисту від пікових перевантажень трансмісії та ходової частини гусеничного трактора, реалізований у конструкції пристрою сигналізації про наявність цих перевантажень;

- прилад, що фіксує допустимі й граничні навантаження, що визначають технічний стан та ресурс агрегатів і машин у цілому.

**Особистий внесок здобувача.** Всі результати досліджень, які виносяться на захист, отримані автором самостійно [8]. У спільних роботах здобувачеві належать:

- імовірнісні характеристики вертикальних навантажень пари опорних котків гусеничного рушія трактора [1];

- виконана оцінка режимів силової передачі гусеничного трактора при агрегуванні із плугом, експериментально доведене перевантаження трансмісії трактора при рушанні з місця [2];

- аналітично обґрунтовані залежності крутних моментів на ведучих колесах гусеничного трактора від перерозподілу нормальних реакцій гусениці під опорними котками [3];

- виконана оцінка фільтруючих властивостей (прозорості) силової передачі гусеничного трактора при агрегуванні із плугом до низькочастотних збурюючих впливів [4];

- отримано залежності для визначення середнього значення вертикального навантаження на кожний опорний коток гусеничного рушія та його розсіювання залежно від величини зсуву лінії дії сумарної вертикальної реакції щодо проекції центра мас трактора на опорну поверхню [5];

- оцінено перевантаження трансмісії гусеничного трактора при агрегуванні із плугом у перехідному режимі при перемиканні передач [6];

- оцінено взаємозв'язок коефіцієнта динамічності трактора з його технічним станом [7].

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертаційної роботи обнародовані й отримана позитивна оцінка на: II і III Міжнародних науково-практичних конференціях «Проблеми технічного сервісу сільськогосподарської техніки» (м. Харків, Україна, 2008 і 2009 р.р.); на IX і X Міжнародних науково-технічних конференціях «Транспорт, екологія – стійкий розвиток», (м. Варна, Болгарія, 2010 і 2018 р.р.); на Міжнародній науково-технічній конференції «Технічні і економічні перспективи розвитку автотранспортного комплексу і дорожнього будівництва» (м. Харків, Україна, 2008 р.); на Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми надійності машин і засобів механізації сільськогосподарського виробництва» (м. Харків, Україна, 2018 р.); на Міжнародній науково-практичній конференції «Технічний прогрес в АПК» (м. Харків, Україна, 2019 р.).

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 13 наукових праць, у тому числі: монографія, 9 статей у фахових виданнях переліку МОН України, з них 1 стаття одноосібна; 2 статті у закордонному періодичному виданні: одна з них англійською мовою, друга - входить до міжнародних наукометричних баз Scopus; отримано 1 патент; 3 тези доповідей на міжнародних наукових та науково-практичних конференціях.

**Структура і обсяг роботи.** Дисертація складається з анотації, вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг

дисертації складає 180 сторінок, у тому числі 10 додатків. Обсяг основного тексту дисертації становить 150 сторінок, 24 рисунків на 16 сторінках, 18 таблиць на 22 сторінках. Список використаних джерел нараховує 131 найменування на 11 сторінках.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

**Вступ.** У вступі обґрунтовано актуальність теми, сформульовані мета і завдання дослідження, викладено положення, що визначають наукову новизну і практичну значущість роботи.

**Перший розділ** дисертації присвячений аналітичному огляду виконаних досліджень і обґрунтуванню обраного напрямку роботи.

Розробці питань з оцінки динамічної навантаженості гусеничних машин та підвищення їхньої надійності присвячені роботи А.М. Ляпунова, Е.Д. Львова, В.В. Гуськова, М.Н. Коденко, А.В. Рославцева, В.Т. Надикто, Є.Є. Александрова, А.Т. Лебедєва, М.А. Подригало, О.С. Полянського, В.Б. Самородова, В.В. Дущенко, З.Э. Забелишинського, Т.Я. Ерназарова, Л.В. Сергеева та ін., а також прикладні роботи, виконані ХНТУСГ імені Петра Василенка, НАТІ, ВАТ «ХТЗ» іншими НДІ, ЗВО та підприємствами України і країн СНД.

Динамічна навантаженість силової передачі в експлуатації формується в результаті дії як зовнішніх, так і внутрішніх збурень. Найчастіше найбільш ушкоджуючу дію призводять зовнішні збурення, що мають велику динамічну складову. Вібраційні процеси можуть істотно зменшувати ресурс роботи або взагалі приводити до поломок силових передач. Завдання зниження вказаних навантажень є завданням вібраційного синтезу. Серед робіт, близьких за тематикою до цієї проблеми, слід, перш за все, відзначити роботи В.Л. Вейца, О.Є. Кочури, І.І. Вульфсона, М.З. Коловського, Є.О.Гальперіна, Л.І. Штейнвольфа, В.Н.Мітіна, В.Б. Гриньова і А.П. Філіппова, П.А.Істоміна, С.М. Кожевникова, Е.Е. Лавенделла, Е.А. Сімсона, В.О. Троїцького, К.В. Фролова і Ф.А. Фурмана, Р.І. Фурунжієва, Л.І. Штейнвольфа.

Динамічні навантаження, що виникають при перехідних процесах руху машини, таких як рушання з місця, розгін і гальмування, перемикання передач, автоколивальних процесах при рушанні і буксуванні, описуються нестационарними випадковими процесами. Великий внесок у розвиток теорії підресорювання автомобілів і гусеничних транспортних машин внесли О.О. Хачатуров, Б.Б. Цимбалін, О.К. Бируля, А.Д. Дербаремдікер, Д.В. Гельфгат, О.А. Силаєв, В.Ф. Платонов, Н.А. Забавник, Б.Л.Афанасьєв, О.К. Прутчиков та інші вчені.

Експлуатація тягово-транспортних засобів по різних опорних поверхнях (грунтова дорога, тверде покриття і т.п.) супроводжується коливаннями в поздовжній, бічній і вертикальній площинах. Підвищення енергонасиченості тракторів неминуче тягне за собою збільшення навантаженості трансмісії, розширення діапазону амплітуд і спектру частот діючого на них навантаження. У трансмісії трактора і його ходовій частині діють змінні навантаження в

результаті змінної тяги і русі нерівностями, а також від різкого включення муфти зчеплення. Це призводить до виникнення великих коливань у трансмісії і коливанням остова трактора, які при перевищенні певних рівнів істотно знижують надійність трактора.

Таким чином, з огляду опублікованих робіт впливає, що існуючі системи автоматичного контролю завантаження двигунів; автоматичного керування швидкісними режимами роботи агрегату; автоматичного перемикання передач тракторів спрямовані на те, щоб забезпечити завантаження двигуна, але не захищають трансмісію та ходову частину трактора. Тому актуальними є дослідження по зниженню статичних і динамічних перевантажень в трансмісії, вертикальних динамічних перевантажень, що діють на остові.

**Другий розділ** присвячений теоретичному дослідженню динаміки гусеничного трактора при нерівномірному розподілі навантаження по бортах.

При роботі гусеничного трактора з плугом виникає перекидаючий момент, що викликає перерозподіл вертикальних реакцій між бортами. На рис. 1 наведена розрахункова схема сил, що діють на ходову частину трактора при виникненні перекидаючого моменту  $M_y$  в поперечній площині. Дія моменту  $M_y$  викликає зсув сумарної вертикальної реакції дороги  $R_{Z\Sigma}$  на величину  $y_0$  в поперечній площині. Величина вказаного зсуву може бути визначена як

$$y_0 = \frac{M_y}{m_{\text{Трив}} \cdot g}, \quad (1)$$

де  $m_{\text{Трив}}$  - приведена, з урахуванням навісних знарядь, маса трактора;

$g$  - прискорення сили тяжіння,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

З урахуванням зсуву  $y_0$  сумарної вертикальної реакції і прийнятих допущень, що вертикальне навантаження сприймається тільки двома парами опорних котків (симетрично з кожного борту трактора), співвідношення між вертикальними реакціями опорних катків, що умовно сприймають ці реакції, можна визначити як

$$\begin{cases} \frac{R''_{Z1}}{R_{Z\Sigma}} = \frac{b}{L} - \frac{R'_{Z1}}{R_{Z\Sigma}}; \\ \frac{R'_{Z2}}{R_{Z\Sigma}} = 0,5 - \frac{y_0}{B_{mp}} - \frac{R'_{Z1}}{R_{Z\Sigma}}; \\ \frac{R'_{Z2}}{R_{Z\Sigma}} = 0,5 - \frac{b}{L} + \frac{y_0}{B_{mp}} + \frac{R'_{Z1}}{R_{Z\Sigma}}, \end{cases} \quad (2)$$

де  $L$  - умовна поздовжня база трактора (відстань між поперечними лініями, що проходять через осі опорних котків, що сприймають вертикальне навантаження).

Можливі варіанти попарного навантаження умовних мостів представлені в таблиці 1 ( $x_0$  - поздовжнє зміщення лінії дії реакції  $R_{Z\Sigma}$ , викликане дією перекидаючого моменту  $M_x$  в поздовжній площині).

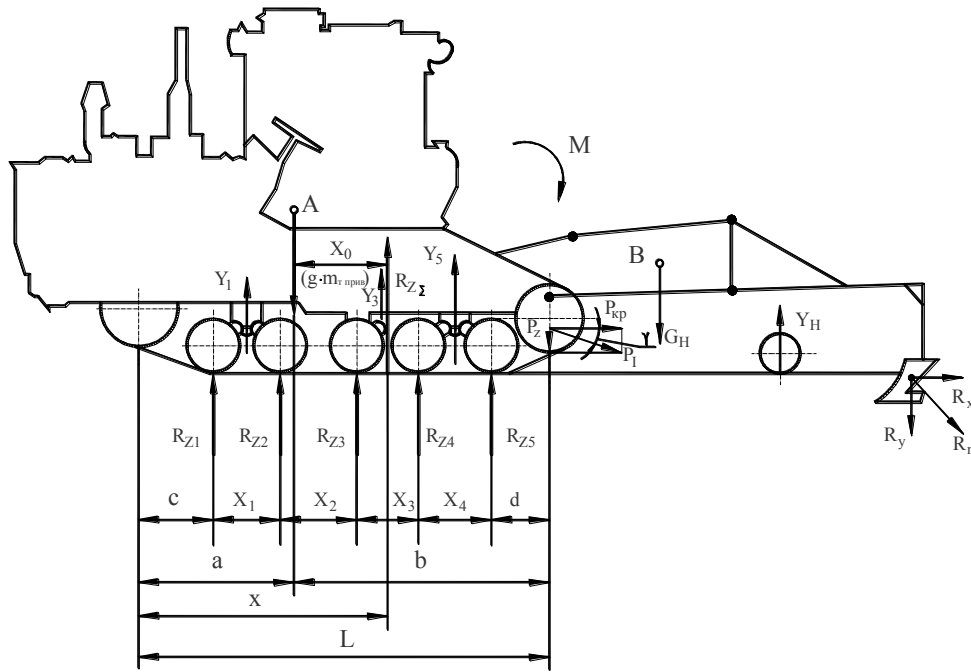


Рис. 1. Розрахункова схема сил, що діють на ходову частину трактора при виникненні моменту  $M_y$

Низькочастотні збурюючі впливи гусеничного трактора визначають режим роботи двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) і довговічність елементів силової передачі як динамічної системи, тобто зниження її «прозорості» дозволить підвищити надійність трактора в експлуатації.

Встановлено, що найбільш небезпечними для силової передачі гусеничного трактора є коливання з частотами до 5 Гц. Оцінка фільтруючих властивостей силової передачі трактора до низькочастотних збурюючих впливів  $f \leq 5$  Гц, тобто «прозорість» виконана шляхом порівняння середніх квадратичних відхилень крутного моменту на валу муфти зчеплення ДВЗ і сумарного крутного моменту на півосях  $\sigma_n^\Sigma$  з урахуванням передавального відношення трансмісії.

Таблиця 1

Варіанти навантаження пар опорних котків (умовних мостів)

$x=a+x_0$	$[c; c+x_1]$	$[c+x_1; c+x_1+x_2]$	$[c+x_1+x_2; c+x_1+x_2+x_3]$	$[c+x_1+x_2+x_3; c+x_1+x_2+x_3+x_4]$
Навантажені мости	1,2	1,3	1,4	1,5
	1,3	1,4	1,5	2,4
	1,4	2,3	2,5	3,5
	1,5	2,4	3,4	4,5
		2,5	3,5	

Фільтруючі властивості силової передачі трактора Т-150 при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35 і ПЛП-6-35 наведено в табл. 2.



Таблиця 2

Фільтруючі властивості силової передачі трактора Т-150 при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35 і ПЛП-6-35 (швидкість  $V = 8,3$  км/год)

Агрегат	$\bar{X}_{BC}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$\bar{X}_n^\Sigma, \text{Н}\cdot\text{м}$	$\sigma_{BC}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$\sigma_n^\Sigma, \text{Н}\cdot\text{м}$	$\frac{\sigma_{BC} \cdot i}{\sigma_n^\Sigma}$
Т-150 + ПЛН-5-35	5600	40950	27,0	166,7	5,36
Т-150 + ПЛП-6-35	5900	47920	18,6	112,1	5,48

Аналіз таблиці 2 показує, що трансмісія й остов трактора Т-150 при агрегуванні з плугом як динамічна система не володіє властивостями, що фільтрують і «прозора» для низькочастотних коливань в смузі частот  $f \leq 5$  Гц. При русі трактора без підвертань, динаміка силової передачі (ДВЗ - трансмісія) даного трактора оцінена по нелінійній моделі, представленій у вигляді ланцюгової моделі (рис. 2).

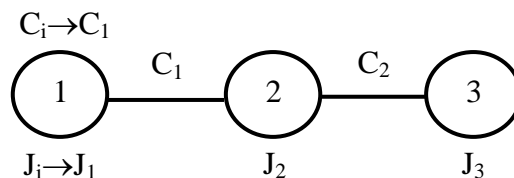


Рис. 2. Динамічна модель силової передачі трактора Т-150-09 при русі без підвертань:  $J_i = \sum(J_1 + J_2 + J_3)$  – моменти інерції зосереджених мас ①, ② й ③;  
 $C_i = \sum(C_1 + C_2)$  – жорсткості пружних з'єднань

Рівняння руху даної моделі при несталому режимі роботи трактора записуються у вигляді

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 + b_1 \dot{\varphi}_1 + b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_{\text{ДВЗ}}(t); \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 - b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \\
 + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0,
 \end{aligned} \tag{3}$$

де  $b_1, b_{12}$  - демпфування за масою ДВЗ і в зубчастих з'єднаннях силової передачі;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  - кути закрутки валів між масами ①, ② й ③;  $M_{\text{ДВЗ}}(t)$  - момент ДВЗ при несталому навантаженні.

При плавному рушанні трактора Т-150 без тягового навантаження відзначена резонансна зона крутильних коливань на валу муфти зчеплення ДВЗ у проміжку часу 1,0-1,2 с (рис. 3), яка є наслідком автоколивань фрикційного зв'язку муфти зчеплення.

При перемиканні передач трактора Т-150 з нижчої на вищу при агрегуванні з плугами всі елементи трансмісії перевантажені в середньому в

1,4 ... 2,3 рази, причому при симетричному тяговому навантаженні (пflug ПЛП-6-35) коефіцієнт динамічності менше в порівнянні із значеннями при асиметричному тяговому навантаженні (пflug ПЛН-5-35).

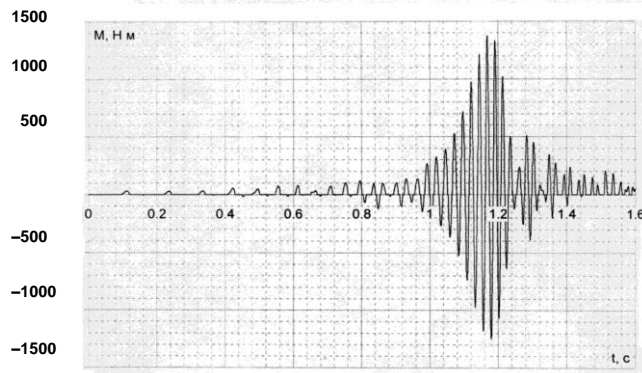


Рис. 3. Резонансна зона крутильних коливань валу муфти зчеплення трактора Т-150 при рушанні з місця

У **третьому розділі** виконано структурний і параметричний синтез засобів захисту силової передачі трактора від перевантажень.

Нерівномірність розподілу вертикальних реакцій між катками визначається багатьма випадковими факторами, суворо детермінувати які складно. Результатом є зміщення лінії дії сумарної вертикальної реакції на опорні катки щодо лінії дії сили тяжіння, прикладеної в центрі мас машини. Цей зсув може бути визначений як

$$x_0 = \frac{M}{m_{\text{Тприв}} \cdot g}, \quad (4)$$

де  $M$  - перекидаючий момент, діючий на трактор з боку навісних або причіпних знарядь;

$m_{\text{Тприв}}$  - приведена, з урахуванням навісних знарядь, маса трактора;

$g$  - прискорення сили тяжіння,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

Відповідно до варіантів навантаження умовних мостів були визначені навантаження на них, що дозволило, з використанням методу "трьох сигм", визначити статистичні характеристики навантаження на опорні катки. Оцінка математичного очікування вертикального навантаження на пару опорних котків у відносних величинах

$$\frac{m_{Ri}}{R_{z\Sigma}} = 0,5 \cdot \left( \frac{R_{zi \max}}{R_{z\Sigma}} + \frac{R_{zi \min}}{R_{z\Sigma}} \right). \quad (5)$$

Середньоквадратичне відхилення навантаження (його оцінка) у відносних величинах

$$\frac{\sigma_{Ri}}{R_{zi}} = \frac{1}{6} \cdot \left( \frac{R_{zi \max}}{R_{z\Sigma}} - \frac{R_{zi \min}}{R_{z\Sigma}} \right). \quad (6)$$

Необхідність максимально використовувати тягові можливості трактора і одночасно забезпечити високу якість технологічного процесу ставить перед розробниками систем контролю роботи (СКР) трактора складну проблему, яка полягає в узгодженні динамічних і виробничих характеристик тракторного агрегату з функціональними і динамічними можливостями оператора-тракториста як ланки системи «людина-машина». Тому крім наявних на тракторах комплексів на них необхідно встановлювати вимірювально-інформаційну систему контролю швидкісних і навантажувальних режимів.

В основу методів захисту від динамічних перевантажень доцільно покласти систему, що використовує людину-оператора (тракториста) і сигналізатори перевантажень (система біологічного захисту - СБЗ). Потрібно встановити на раму трактора пристрій, який зафіксує горизонтальне прискорення, а при підвищенні параметра допустимого значення включити сигналізацію оповіщення тракториста про перевантаження або внесе коректуючи дії (наприклад, зниження подачі палива). Принцип роботи пристрою для сигналізації про перевантаження в трансмісії і ходової частини трактора заснований на вимірюванні числа перевищень прискореннями певних наперед заданих величин в залежності від режимів руху та параметрів трактора. Блок-схема пристрою сигналізації наведена на рис. 4.

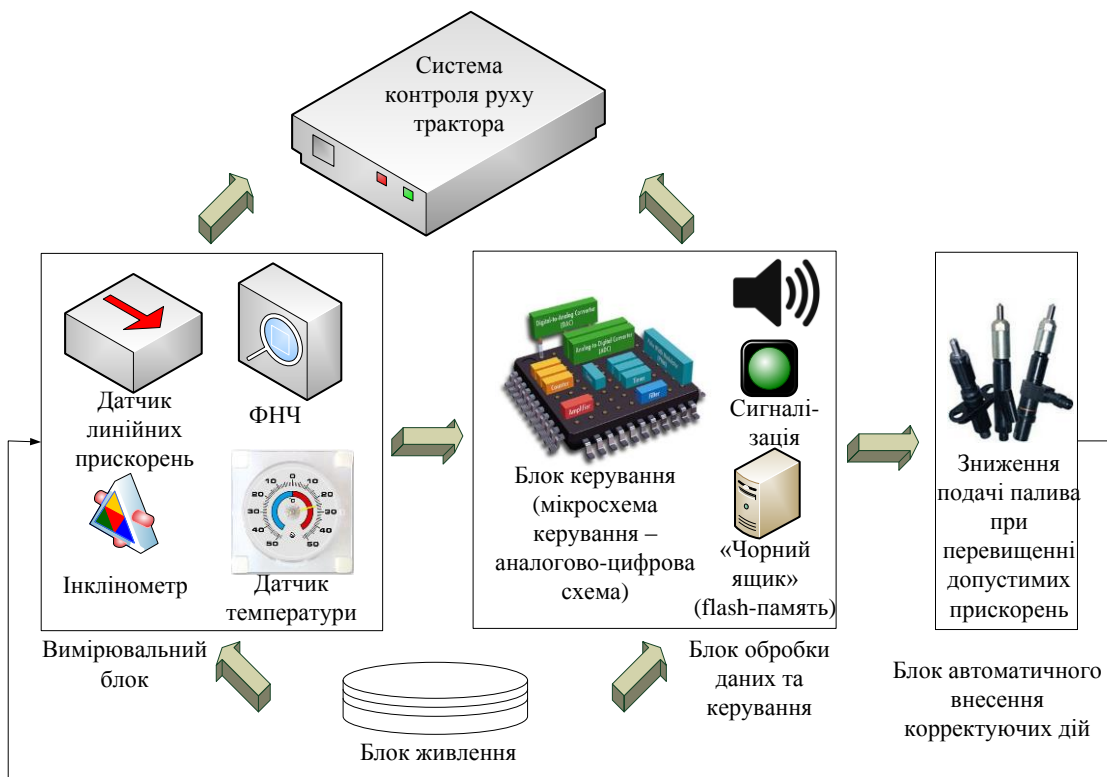


Рис. 4. Блок-схема сигналізатора

Датчик лінійних прискорень з поправкою на кут нахилу та температуру подає вихідний сигнал до фільтру низьких частот (ФНЧ). Разом вони становлять вимірювальний блок. Вихідний сигнал з вимірювального блоку подається до блоку обробки даних та керування, де оцінюється значення лінійних прискорень та порівнюється із допустимими величинами. У разі перевищення допустимих прискорень, подається сигналізація та автоматично вносяться корегуючі дії.

Застосування пристрою дозволяє зменшити втрати ресурсу трансмісії швидкозношуваних деталей в середньому в 2 рази.

У **четвертому розділі** наведено результати експериментальних досліджень.

Програма передбачала проведення експериментальних досліджень (далі експерименту) для оцінки динамічної навантаженості гусеничних машин у польових умовах. Об'єкт експерименту - поздовжні й вертикальні прискорення, що виникають у процесі руху гусеничних машин. Мета експерименту - визначення режимів роботи гусеничної машини, при якій виникають пікові прискорення й навантаження в елементах ходової частини й трансмісії. Гусеничну машину, призначену для експерименту, обрано справну, укомплектовану й заправлену паливо-мастильними матеріалами відповідно до нормативно-технічної документації. Двигун і агрегати пройшли належне обкатування відповідно інструкції по експлуатації й мають пробіг (включаючи обкатування) більше 3000 км. Вентиляційні люки при проведенні випробувань закриті. Системи опалення відключені. При експерименті враховувалася:

- маса тягово-транспортного засобу, що відповідно зазначена у технічній характеристиці;

- маса водія, а також маса устаткування для проведення експерименту, що включали в масу вантажу.

Довжина ділянки для експерименту - більше 500 м для визначення необхідних показників.

Під час експерименту дотримувалися відповідності наступним вимогам:

- швидкість вітру не більше 5 м/с (при поривах до 7 м/с);
- відсутність опадів;
- атмосферний тиск - не менше 910 кПа (683 мм рт. ст.);
- відносна вологість повітря не вище 95%;
- температура повітря не нижче 13°C.

Відповідність атмосферних умов при проведенні випробувань перевіряли перед початком і наприкінці випробувань безпосередньо в зоні розташування вимірювальної ділянки поля.

Для реєстрації даних під час випробувань використано мобільний вимірювальний комплекс (рис. 5), що складається із двох датчиків прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT, а також ЕОМ для зняття й архівації даних:

- випробування проводилися на тракторі Т-150 (див. рис. 6) у польових умовах;

– характеристика і конструктивні особливості випробовуваної машини: встановлено потужніший двигун СМД-60М, потужністю 158 кВт;

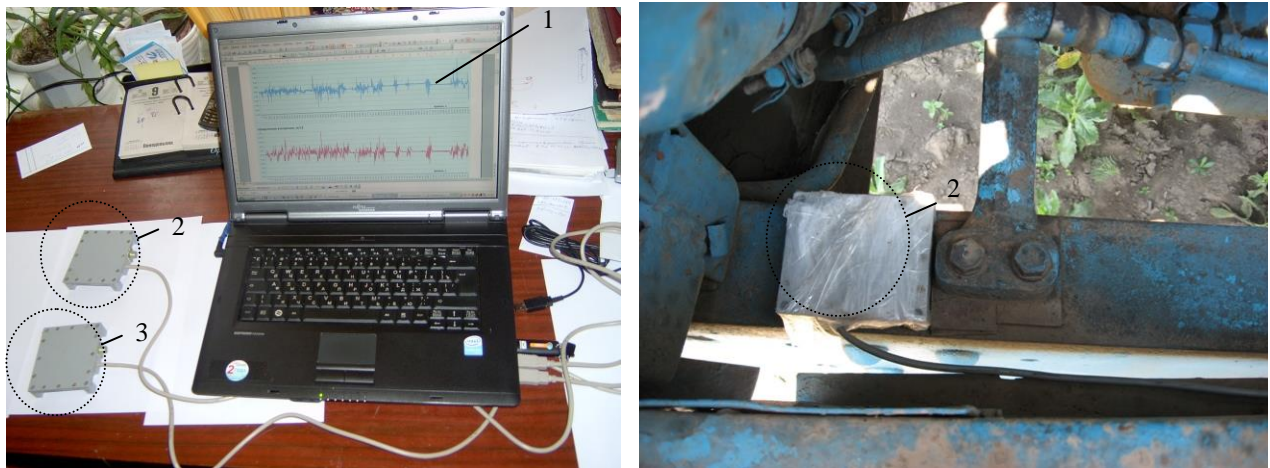


Рис. 5. Мобільний вимірювальний комплекс: 1 – ЕОМ; 2, 3 – датчики прискорення

– момент тертя муфти головного зчеплення  $M_{cm}$  збільшений на 20% за рахунок установки посилених натискних пружин ( $n = 20$  одиниць) з робочим зусиллям 52,4 Н й збільшення середнього радіуса тертя внаслідок збільшення внутрішнього діаметра фрикційних накладок з 220 мм до 240 мм. У процесі випробувань  $M_{cm} = 205-210$  Нм;

- збільшена в 1,1-1,3 рази жорсткість гасителів крутильних коливань, установлених на відомих дисках муфти головного зчеплення;
- змінено передаточні відношення в коробці зміни передач;
- установлені головні передачі з кутом спіралі  $19^\circ$  замість  $26^\circ 3'$ . У трансмісії трактора Т-150 були встановлені наступні вали: вал головного зчеплення із зовнішнім діаметром гладкої частини  $\varnothing 55$ мм, кардани  $\varnothing 40$ мм, півосі  $\varnothing 45$ мм.



Рис. 6. Установлення й закріплення датчиків прискорень на випробуваному тягово-транспортному засобі

У процесі руху реєструвалися такі параметри:



- код АЦП по осі  $OX$  (для переведення в поздовжні прискорення трактора  $a_x$ );
- код АЦП по осі  $OY$  (для переведення в бічні прискорення  $a_y$ );
- код АЦП по осі  $OZ$  (для переведення у вертикальні прискорення  $a_z$ );
- час руху трактора  $t$  та швидкість руху  $V$ .

Залежності прискорень досліджуваного трактора від часу його руху вгору, з гори та на рівній поверхні наведено на рис. 7-9.

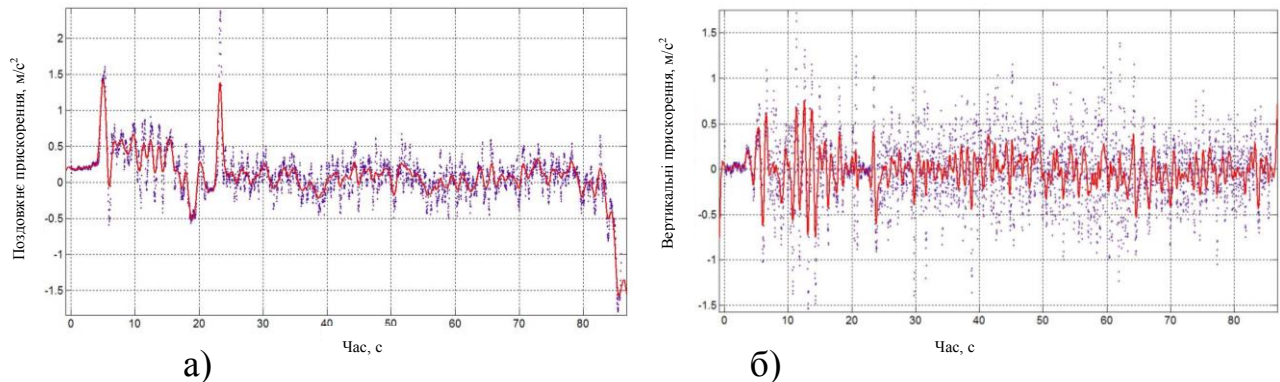


Рис. 7. Залежність прискорень трактора Т-150 від часу при русі вгору (ухил  $3^\circ$ ): а) повздовжні; б) вертикальні

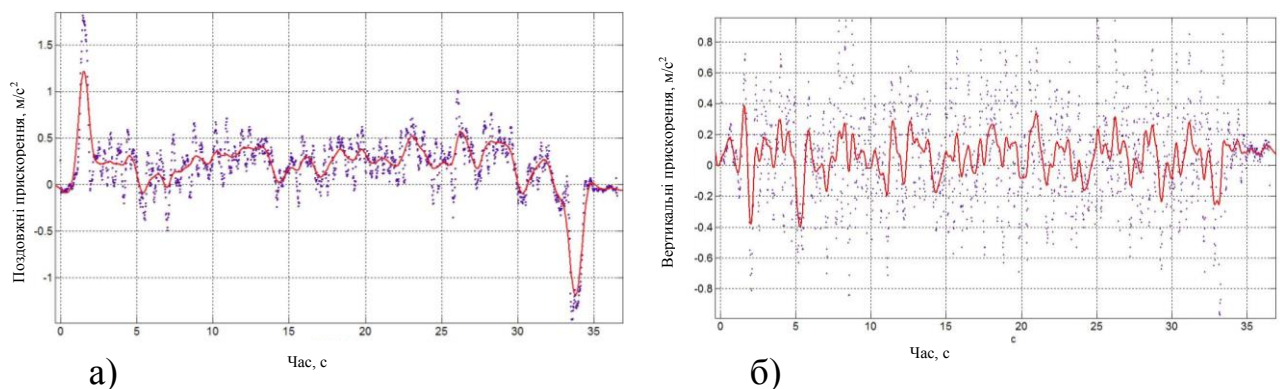


Рис. 8. Залежність прискорень трактора Т-150 від часу при русі з гори (ухил  $3^\circ$ ): а) повздовжні; б) вертикальні

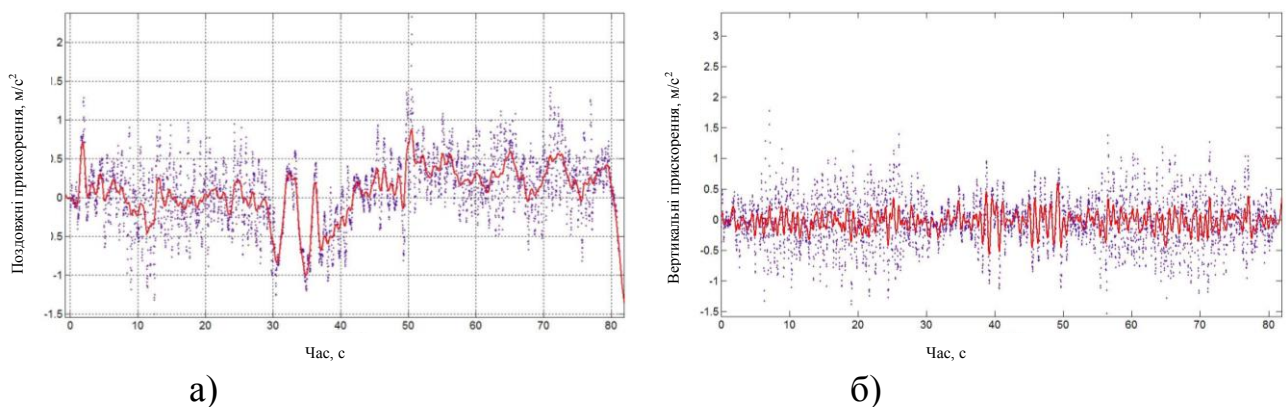


Рис. 9. Залежність прискорень трактора Т-150 від часу при русі на рівній поверхні: а) повздовжні; б) вертикальні

Після зняття прискорень проводилась їхня обробка та визначення параметрів розподілу величин у пакеті Matlab (див. рис. 10-12).

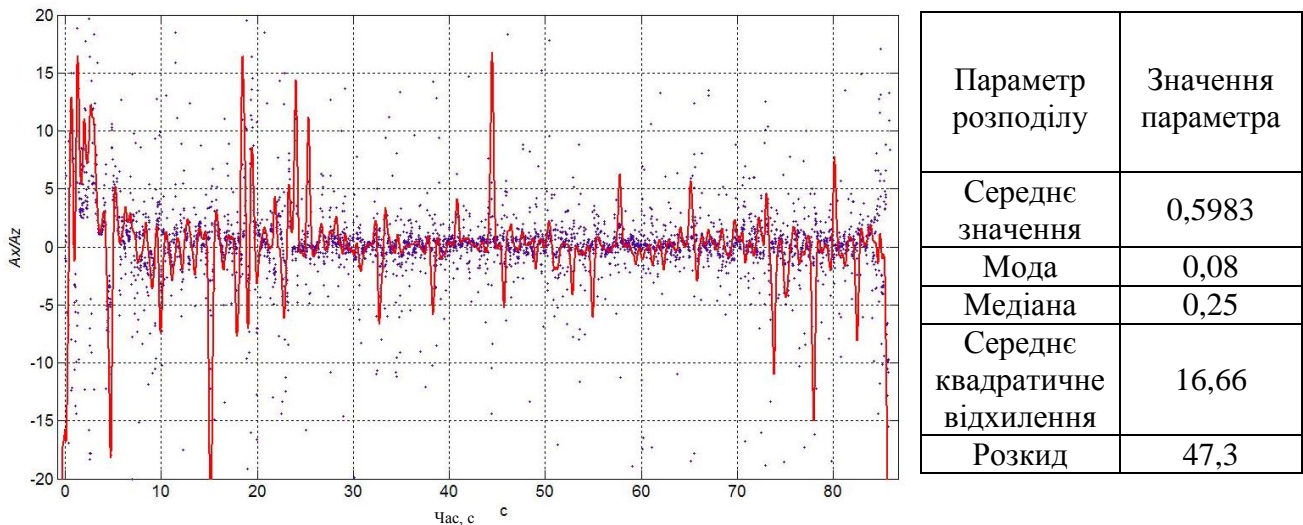


Рис. 10. Відношення поздовжніх  $A_x$  до вертикальних  $A_z$  прискорень тягово-транспортного засобу при русі вгору (ухил  $3^\circ$ ) та параметри розподілу зазначених величин

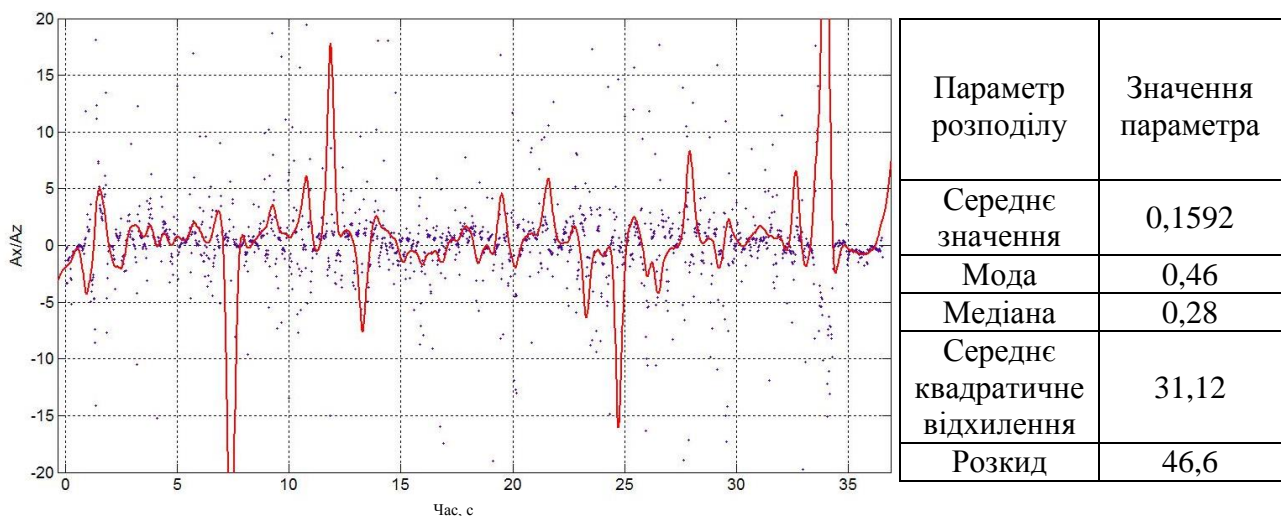


Рис. 11. Відношення поздовжніх  $A_x$  до вертикальних  $A_z$  прискорень тягово-транспортного засобу при русі з гори (ухил  $3^\circ$ ) та параметри розподілу зазначених величин

Як видно з отриманих графіків, середнє значення розподілу величин відношення поздовжніх до вертикальних прискорень тягово-транспортного засобу при русі вгору (ухил  $3^\circ$ ) становить 0,5983, у той час як при русі з гори - 0,1592, на рівній поверхні - 0,3297. Це дозволяє зробити висновок про максимальну динамічну навантаженість гусеничної машини при підйомі на ухил.

У п'ятому розділі виконано аналіз та запропоновано практичну реалізацію теоретичних і експериментальних досліджень, проведених у роботі.

Результати оцінки динамічної навантаженості трансмісії в режимі сталого руху МТА по розподілу крутних моментів на півосях наведено в табл. 3.

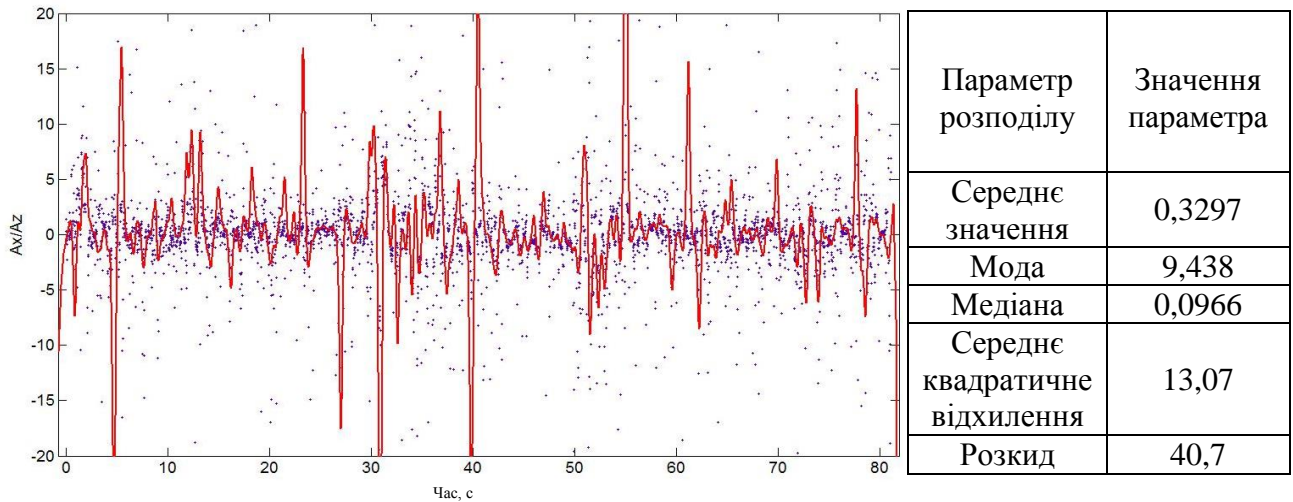


Рис. 12. Відношення поздовжніх  $A_x$  до вертикальних  $A_z$  прискорень тягово-транспортного засобу при русі по рівній поверхні та параметри розподілу зазначених величин

Таблиця 3

Оцінка нерівномірності розподілу навантажень по бортах трактора Т-150 при роботі з плугами

Склад агрегату	Передача	$F$	$k$	$F_{0,05;k1,k2}$	$\sigma$ [Нм]	$t$	$t_{0,05;k}$	Висновок	$\frac{\bar{M}_{\text{ПП}}}{\bar{M}_{\text{ПЛ}}}$
Т-150+ПЛН-5-35 (h=25-27 см)	2	1,140	38	1,8	398	10,19	2,0		
	3	1,137	38	1,8	373	12,6	2,0	1,65	
Т-150+ПЛН-5-35 (h=27-30 см)	2	1,24	36	1,84	369	10,16	2,0	1,52	
	3	1,22	36	1,84	353	11	2,0	1,51	
Т-150+ПЛН-6-35 (h=25-27 см)	2	2,1	36	1,84	-	11,4	2,0	1,37	
	3	7,1	37	1,83	-	14	2,01	1,52	
Т-150+ПЛН-6-35 (h=27-30 см)	1	2,53	33	1,84	-	14,5	2,0	1,6	
	2	2,41	36	1,84	-	13	2,0	1,44	
	3	6,6	36	1,84	-	21	2,01	1,79	

При оранці плугом ПЛН-5-35 крутний момент на правій півосі  $\bar{M}_{\text{ПП}}$  в 1,51-1,65 рази більше, ніж крутний момент на лівій півосі  $\bar{M}_{\text{ПЛ}}$ . При оранці плугом ПЛН-6-35 крутний момент на правій півосі в 1,37-1,79 рази більше, ніж крутний момент на лівій півосі. Максимальне значення відношення  $\bar{M}_{\text{ПП}}/\bar{M}_{\text{ПЛ}} = 1,79$  отримано, коли трактор працював із значним перевантаженням  $\bar{M}_{\text{ВГС}} = 869 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ,  $\bar{n}_{06} = 1614 \text{ хв}^{-1}$ . При цьому мали місце значне буксування і погана керованість трактора.

Значну роль у формуванні крутильних коливань грають низькочастотні коливання в смузі частот  $f \leq 5 \text{ Гц}$ , обумовлені зовнішніми впливами. У цьому зв'язку становить інтерес оцінка фільтруючих властивостей трансмісії в зазначеному частотному діапазоні. Наближена усереднена оцінка може бути зроблена шляхом порівняння середніх квадратичних відхилень крутного



моменту на валу головного зчеплення  $\sigma_{ВГЗ}$  і сумарного крутного моменту на півосях  $\sigma_{\Sigma П}$  (з урахуванням передавального відношення й трансмісії) у смузі частот  $f \leq 5$  Гц. Результати аналізу для орного агрегату представлені в таблиці 4. Для іншого складу агрегату з трактором Т-150 - результати аналогічні.

Таблиця 4

## Результати аналізу для орного агрегату

Склад агрегату	Т-150М+ПЛН-5-35				Т-150М+ПЛН-6-35				
	25÷27 см		27÷30 см		25÷27 см		27÷30 см		
Глибина оранки	25÷27 см		27÷30 см		25÷27 см		27÷30 см		
Передача	2	3	2	3	2	3	1	2	3
$\sigma_{ВГЗі}/\sigma_{П}$	1,3	1	1,4	1,2	1,2	1,2	1,6	1,4	1,3

Пікові навантаження  $M_{ВГЗ}$ , зафіксовані на валу головного зчеплення при плавному рушанні на 1 передачі 2 діапазону, нижче статичного моменту тертя муфти зчеплення  $M_{cm} = 218$  Нм. Значення відношення  $M_{max} / M_{cm}$  при плавному рушанні трактора з різним сільськогосподарським обладнанням, знаходяться в межах 0,32-0,69.

Максимальний коефіцієнт перевантаження трансмісії при плавному рушанні на 1 передачі трактора з різними сільськогосподарськими машинами для валу муфти зчеплення не перевищує  $K_n \leq 2,24$ , для карданних валів  $K_n \leq 2,36$  для півосей  $K_n \leq 2,64$ .

При переключенні з вищої на нижчу передачу спостерігається короткочасне ( $t \approx 0,3$  с) зменшення середнього крутного моменту на елементах трансмісії. Це є наслідком того, що сила інерції поступального руху МТА і момент перемикавання змінюють знак і направлені в бік, протилежний силам тягового опору.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішене актуальне наукове завдання підвищення надійності гусеничних машин шляхом обмеження пікових навантажень в елементах ходової частини трансмісії трактора при різних режимах руху. В ході виконання роботи отримані наукові й практичні результати, що дозволило сформулювати наступні висновки:

1. Проведений аналіз результатів відомих науково-дослідних робіт й огляд літератури показали відсутність рекомендацій з оцінки динамічної навантаженості елементів трансмісії й ходової частини гусеничних машин, що не дозволяє визначити її вплив на показники надійності цих машин і розробити ефективні методи забезпечення цих показників надійності.

2. Дослідження навантаженості трансмісії при плавному рушанні гусеничного трактора дозволило визначити наступне:

- при рушанні трактора без тягового навантаження визначена резонансна зона крутильних коливань на валу муфти зчеплення ДВЗ у проміжку часу 1-

1,2 с;

- при рушанні трактора із плугом елементи силової передачі перевантажені в середньому в 1,5-2,35 рази.

3. При агрегуванні гусеничного трактора із плугом силова передача як динамічна система не має фільтруючих властивостей й «прозора» до низькочастотних коливань у смузі частот  $f \leq 5$  Гц.

4. При перемиканні з нижчої на вищу передачу гусеничної машини з тяговим навантаженням у проміжку часу 0-2,4 с відзначений коливальний перехідний процес, при якому всі елементи трансмісії перевантажені в 1,4-2,3 рази. При перемиканні з вищої на нижчу передачу відзначені короточасні негативні крутні моменти, що не перевищують за своєю величиною середнього моменту при усталеному русі машини.

5. Отримані залежності дозволяють визначити середнє значення вертикального навантаження на кожний опорний коток гусеничного рушія і її розсіювання залежно від величини зсуву лінії дії сумарної вертикальної реакції щодо проекції центра мас трактора на опорну площину.

6. Елементи силової передачі правого борта трактора Т-150 при агрегуванні із плугами навантажені в 1,3-1,5 рази вище, ніж лівого при підвищенні динамічного складового навантаження на 6-8%. Співвідношення динамічної й статичної складових навантаження елементів силової передачі лівого борта вище в порівнянні із правим бортом на 4-10%.

7. При підворотах гусеничного трактора з тяговим навантаженням елементи силової передачі борта, що забігає, у проміжку часу 0-2,5 с перевантажені в 1,5-2,3 рази в порівнянні зі значеннями крутного моменту при усталеному русі. На відстаючому борті відзначені короточасні негативні крутні моменти, що не перевищують по своїй величині середнього моменту при усталеному русі трактора. При поворотах гусеничного трактора з тяговим навантаженням зі збільшенням радіуса повороту на один метр навантаження напівосі борта, що забігає, зменшується на 60 Н·м.

8. Результати проведених досліджень дозволили запропонувати спосіб і пристрій, реалізовані в конструкції й прийняті до впровадження в серійне виробництво ВАТ «ХТЗ». Очікуваний економічний ефект від підвищення довговічності елементів підвіски складе близько 65 тисяч грн. на одну машину.

## **СПИСОК ПРАЦЬ, ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

### **Монографія**

1. Керованість та стійкість тракторів і тракторних поїздів. Монографія / О.Г. Хворост, М.А. Подригало, О.С. Полянський, Є.О. Дубінін, та ін. – Х.:ООО «ПРОМАРТ», 2018. – 275с.

### **У фахових виданнях**

2. Полянський А.С., Хворост А.Г. Анализ динамики трансмиссии мобильных машин при переключении передач фрикционными муфтами // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин. Зб. наук. праць, Вип. 192. – Харків, 2018. – С. 159-167.

3. Полянский А.С., Дубинин Е.А., Хворост А.Г. Влияние нагруженности элементов на надежность гусеничных машин // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.– Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10, том 5. – С. 73-79.

4. Полянский А.С., Лебедев С.А., Хворост А.Г. Неравномерное распределение крутящего момента в элементах гусеничного трактора при агрегатировании с плугом / А.С. Полянский, С.А. Лебедев, А.Г. Хворост // Сб. научн. трудов ТДАТУ. Вып. 9, том 1, 2009. - С. 96-102.

5. Дубинин Е.А., Хворост А.Г., Полянский А.С. Определение нагруженности катков с учётом перераспределения вертикальной нагрузки между бортами / Е.А. Дубинин, А.Г. Хворост, А.С. Полянский // Сб. научн. трудов ХНТУСХ. Вып. 80. – 2009. - С. 79-87.

6. Полянский А.С., Хворост А.Г. Динамическая нагруженность силовой передачи тяговой гусеничной машины при трогании с места / А.С. Полянский, А.Г. Хворост // Сб. научн. трудов «Системы обработки информации», ХУПС, 2009 – С. 105-109.

7. Полянский А.С., Хворост А.Г. Динамическая нагруженность трансмиссии тяговой гусеничной машины при переключении передач / А.С. Полянский, А.Г. Хворост // Сб. научн. трудов «Системы управления, навигации и связи». Вып. 1. - 2009 – С. 129-132.

8. Хворост А.Г. Нагруженность элементов силовой передачи гусеничного трактора при повороте / А.Г. Хворост // Сб. науч. трудов «Автомобильный транспорт». Вып. 26. – Харьков – 2010. – с. 47-53.

#### **В закордонних виданнях**

9. Mухajло Podrygalo, Oleksandr Poljans'kyj, Nadija Podrygalo, Oleksandr Hvorost. INFLUENCE OF THE LAW OF GROWTH AND FLAMMABILITY OF PRESSURE IN HYDROPOGHNIC MUSTS ON DYNAMIC TRANSMISSION // Сб. н. трудов MOTROL Vol. 20, No 1, RZESZOW, Польша. 2018.- С. 95-99.

10. Podrigalo, M., Dubinin, Y., Molodan, A., Polianskyi, O. Khvorost. O. et al., «New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units,» SAE Technical Paper 2020-01-2014, 2020, doi:10.4271/2020-01-2014.(в базі SCOPUS)

#### **Патент**

11. Пат. 54188 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення та обмеження динамічних навантажень при роботі тракторного агрегату: Пат. 54188 Україна, МПК G01L 5/13. Лебедев А.Г., Подригало М.А., Полянський О.С., Артемов М.П., Дубінін Є.О., Хворост О.Г., Задорожня В.В., Кот О.В. - №201006298, заявл. 25.05.10; опубл. 25.10.10, бюл. №20. – 4 с.

#### **Матеріали та тези конференцій**

12. Alexandr Polyansky, Yevgeniy Dubinin, Alexandr Chvorost Оценка влияния нагруженности элементов на надежность гусеничных машин // Транспорт, экология – устойчивое развитие: XIX Международная научно-техническая конференция, Технический университет - Варна, 15 – 17 июня 2018 г. – Варна, 2018. – С. 105 - 109.

13. Дубінін Є.А., Полянський О.С., Хворост О.Г., Визначення вертикального навантаження гусеничного трактора імовірнісним методом // Матеріали Всеукраїнського науково-практичного семінару «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів» ХНАДУ, від 22.05.2019. Харків. – С.13-15.

### АНОТАЦІЯ

**Хворост О. Г. Оцінка динамічної навантаженості гусеничних машин і шляхи підвищення їх надійності.** - Кваліфікаційна наукова робота на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.20-експлуатація та ремонт засобів транспорту (274 – Автомобільний транспорт). - Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка Міністерства освіти і науки України, Харків, 2021.

Дисертація присвячена вирішенню актуального наукового завдання підвищення надійності гусеничних машин шляхом обмеження пікових навантажень в елементах ходової частини трансмісії трактора при різних режимах руху.

Наведено результати теоретичних досліджень з виявлення механізмів утворення нерівномірності навантаження опорних котків ходової частини й динамічних навантажень у трансмісії. Досліджено взаємозв'язок між геометричними параметрами ходової частини, середніми навантаженнями на опорних котках і характеристиками їхнього розсіювання.

Визначено вплив режимів навантаження, зношування елементів ходової частини та трансмісії на їхні показники надійності.

Визначена нерівномірність навантаження опорних котків трактора при асиметричному впливі робочих органів при агрегуванні.

Виконано структурний і параметричний синтез засобів захисту силової передачі трактора від перевантажень.

Наведено результати експериментальних досліджень на прикладі трактору Т-150 виробництва ВАТ «ХТЗ».

**Ключові слова:** надійність, динамічна навантаженість, гусенична машина, трансмісія, система контролю руху трактора.

### АННОТАЦИЯ

**Хворост О. Г. Оценка динамической нагруженности гусеничных машин и пути повышения их надежности.** - Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.20 – эксплуатация и ремонт средств транспорта (274 – Автомобильный транспорт). – Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко Министерства образования и науки Украины, Харьков, 2021.

Диссертация посвящена решению актуальной научной задачи повышения надежности гусеничных машин путем ограничения пиковых нагрузок в

элементах ходовой части трансмиссии трактора при различных режимах движения.

Определены пути повышения надёжности гусеничной машины за счёт снижения пиковых нагрузок. Получила дальнейшее развитие теория надёжности гусеничных машин применительно к трансмиссии и ходовой части в связи с выявлением механизмов образования неравномерности нагружения опорных катков ходовой части и динамических нагрузок в трансмиссии. Вероятностными методами определена неравномерность нагружения опорных катков трактора при асимметричном воздействии рабочих органов при агрегатировании. Определена взаимосвязь между геометрическими параметрами ходовой части, средними нагрузками на опорные катки и характеристиками их рассеивания. Определено влияние режимов нагружения, износа элементов ходовой части и трансмиссии на их показатели надёжности. Определены вероятностные характеристики вертикальных нагрузок пары опорных катков гусеничного движителя трактора. Выполнена оценка режимов работы силовой передачи гусеничного трактора при агрегатировании с плугом, экспериментально доказана причина и величина перегрузки трансмиссии трактора при трогании с места.

Выполнена оценка фильтрующих свойств (прозрачности) силовой передачи гусеничного трактора при агрегатировании с плугом к низкочастотным возмущающим воздействиям. Получены зависимости для определения среднего значения вертикальной нагрузки на каждый опорный каток гусеничного движителя и его рассеивания в зависимости от величины смещения линии действия суммарной вертикальной реакции по проекции центра масс трактора на опорную поверхность. Оценены перегрузки трансмиссии гусеничного трактора при агрегатировании с плугом в переходном режиме при переключении передач. Определена взаимосвязь коэффициента динамичности трактора с его техническим состоянием.

Исследование нагруженности трансмиссии при плавном трогании гусеничного трактора позволило определить, что при трогании трактора без тяговой нагрузки отмечена резонансная зона крутильных колебаний на валу муфты сцепления ДВС в промежутке времени  $1 \dots 1,2$  с. При трогании трактора с плугом элементы силовой передачи перегружены в среднем в  $1,5 \dots 2,35$  раза.

Определено, что при агрегатировании гусеничного трактора с плугом силовая передача как динамическая система не обладает фильтрующими свойствами и «прозрачна» к низкочастотным колебаниям в полосе частот  $f \leq 5$  Гц. При переключении с низшей на высшую передачу гусеничной машины с тяговой нагрузкой в промежутке времени  $0 \dots 2,4$  с отмечен колебательный переходной процесс, при котором все элементы трансмиссии перегружены в  $1,4 \dots 2,3$  раза. При переключении с высшей на низшую передачу отмечены кратковременные отрицательные крутящие моменты, не превышающие по своей величине среднего момента при установившемся движении машины. Определено среднее значение вертикальной нагрузки на каждый опорный каток гусеничного движителя и ее рассеяние в зависимости от величины смещения

линии действия суммарной вертикальной реакции относительно проекции центра масс трактора на опорную плоскость.

Анализ нагруженности элементов силовой передачи правого борта трактора Т-150 при агрегатировании с плугами показал, что они нагружены в 1,3...1,5 раза выше, чем элементы левого борта при повышении динамической составляющей нагрузки на 6...8 %.

С использованием полученных результатов теоретических и экспериментальных исследований были разработаны и приняты к внедрению ОАО «ХТЗ» методика оценки влияния режимов нагружения, износа элементов ходовой части и трансмиссии на надёжность гусеничного трактора; предложенный способ защиты от пиковых перегрузок трансмиссии и ходовой части гусеничного трактора, реализованный в конструкции устройства сигнализации о наличии этих перегрузок; прибор, фиксирующий допустимые и предельные нагрузки, определяющие техническое состояние и ресурс агрегатов и машин в целом. Ожидаемый экономический эффект от повышения долговечности элементов подвески составит около 65 тыс грн на одну машину.

**Ключевые слова:** надёжность, динамическая нагруженность, гусеничная машина, трансмиссия, система контроля движения трактора.

### ABSTRACT

Hvorost A. G. Evaluation of the dynamic loading of tracked vehicles and ways to improve their reliability. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences in the specialty 05.22.20-operation and repair of means of transport. - Kharkiv National Technikal University of Agriculture named after P.Vasylenko, Ukraine Kharkiv, 2021.

The dissertation is devoted to solving an actual scientific problem of improving the reliability of tracked vehicles by limiting peak loads in the elements of the undercarriage of a tractor transmission under various driving modes.

The results of theoretical studies to identify the mechanisms of uneven load formation of the undercarriage support rollers and dynamic loads in the transmission are presented. The relationship between the geometric parameters of the undercarriage, average loads on the support rollers and their dispersion characteristics is studied.

The influence of load modes, wear of undercarriage and transmission elements on their reliability indicators is determined.

The unevenness of the load of the tractor support rollers under the asymmetric influence of the working bodies during aggregation is determined.

structural and parametric synthesis of means of protecting the tractor's power transmission from overloads is performed.

The results of experimental studies on the example of the T-150 tractor produced by "ХТЗ" are presented.

**Keywords:** reliability, dynamic laden, tracked vehicle, transmission control system of the tractor.