

УДК 629.114.2.073.286

Б. І. КАЛЬЧЕНКО, А. П. КОЖУШКО

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ ТА ПЛАВНОСТІ РУХУ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

Розглядається коливальна система машинно-тракторного агрегату до складу якого входить колісний трактор з шарнірно-зчленованою рамою та напівприцеп. На основі якої формується підгрунтя до визначення динамічної стійкості машинно-тракторного агрегату по мікропрофілю поверхні. Наведено математичний опис, який окреслює процес відриву колеса від поверхні. Визначено конструктивні параметри та експлуатаційні фактори, які впливають на динамічну стійкість та плавність руху машинно-тракторного агрегату. При застосуванні теорії оптимізації раціоналізовано характеристики конструктивних параметрів та експлуатаційних факторів.

Ключові слова: машинно-тракторний агрегат, динамічна стійкість, плавність руху, колісний трактор, теорія оптимізації.

Рассматривается колебательная система машинно-тракторного агрегата в состав, которого входит колесный трактор с шарнирно-сочлененной рамой и полуприцеп. На основе, которой формируется почва к определению динамической устойчивости машинно-тракторного агрегата по микропрофилю поверхности. Приведено математическое описание, которое определяет процесс отрыва колеса от поверхности. Определены конструктивные параметры и эксплуатационные факторы, которые влияют на динамическую устойчивость и плавность движения машинно-тракторного агрегата. При применении теории оптимизации рационализировано характеристики конструктивных параметров и эксплуатационных факторов.

Ключевые слова: машинно-тракторный агрегат, динамическая устойчивость, плавность движения, колесный трактор, теория оптимизации.

In the article an approach is developed that analyzes dynamic stability and assesses the smoothness of motion. The vibration system of the machine-tractor unit, which includes a wheeled tractor with a hinged-articulated frame (HTZ tractors) and a semi-trailer, is considered. The mathematical model describing the motion of submerged and non-submerged masses of machine-tractor aggregate is presented. Based on the developed model, the basis for determining the dynamic stability of the machine-tractor unit on the microprofile surface is formed. The mathematical description, which outlines the process of separating the wheel from the surface, is given. The process of determination of the dynamics of vertical vibrations of a machine-tractor unit with mean square deviations is determined. Design parameters (rigidity of elastic elements and rigidity of tires, submersible mass of the front section and the undersurface of the rear section, the coefficient of damping of the suspension and distance from the center of mass to the axis of the hinge of the towing-coupling device) and operating factors (speed, dispersion of surface micro-surfaces) affecting the dynamic stability and smoothness of the machine tractor th unit. In applying the optimization theory, the characteristics of constructive parameters and operational factors were rationalized.

Keywords: machine-tractor unit, dynamic stability, vibration, wheeled tractor, the theory of optimization.

Вступ . При проектуванні підвіски енергонасичених тракторів необхідно враховувати особливості їх експлуатації та, в першу чергу, використання з різноманітними сільськогосподарськими знаряддями, що є причиною значного перерозподілу навантажень по мостам та зміни розподілу підресорених мас. Пружинні елементи, що застосовуються в тракторобудуванні, підвісок (ресори та пружини) не знижують низькочастотні коливання трактора. В зв'язку з цим спостерігаються тенденції вносити зміни в конструкцію підвіски остова перспективних моделей тракторів регульовані пружні елементи. Використання підвісок зі змінною жорсткістю, що мають нелінійну характеристику пружних елементів, дозволяють зменшити статичний прогин, підвищити показники плавності ходу та динамічної стійкості.

Аналіз літературних даних та постановка проблеми. Існує ряд публікацій [1–6], присвячених розгляду питань, пов'язаних з аналізом динамічної стійкості та плавності руху самохідних машин, проте необхідно звернути увагу на різноплановість цих робіт. В залежності від поставлених задач досліджень, прийнятої розрахункової схеми моделі, а також застосуванням того чи іншого методу дослідження, в цих роботах приймався ряд припущень, які потребують узагальнення, а методи досліджень – подальшого розвитку та аналізу.

В роботах [7–9] визначено плавність руху колісного трактора типу ХТЗ, проте поєднання його з напівприцепом в складі машинно-тракторного агрегату при виконанні транспортних робіт дасть абсолютно інші закономірності, що напряду будуть впливати на безпеку руху. Дослідження процесів, які виникають в

тракторах типу ХТЗ, пов'язаних зі змінною швидкісних діапазонів, як в процесі розгону, так і гальмування розкрито в наукових роботах [10, 11].

Ціль та задачі дослідження. Метою дослідження є підвищення динамічної стійкості та плавності руху машинно-тракторного агрегату на базі трактора типу ХТЗ за рахунок дослідження і упорядкування конструктивних параметрів та експлуатаційних факторів.

Для досягання окресленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– застосувати теорію оптимізації для забезпечення показників плавності руху та динамічної стійкості машинно-тракторного агрегату на базі трактора типу ХТЗ при його русі по дорогам з твердим покриттям;

– сформулювати комплексний підхід для визначення динаміки вертикальних коливань, що забезпечували б оптимальні конструктивні параметри та експлуатаційні фактори машинно-тракторного агрегату на базі трактора типу ХТЗ.

Матеріали та методи дослідження динамічної стійкості та плавності руху колісних тракторів. Вибір параметрів пружної характеристики підвіски для трактора типу ХТЗ необхідно проводити з урахуванням його короткої бази, жорсткості шин, положення центра тяжіння агрегату та місця центру прикладання тягового зусилля. При складанні математичної моделі агрегату трактора ХТЗ – напівприцепа ІПТС-9 базувалось з точки зору відповідності до повноти визначення реакції машинно-тракторного агрегату (МТА) на збуджувальні силові фактори та допустимості аналізу розробленої схеми (рис. 1).

© Б. І. Кальченко, А. П. Кожушко. 2017

Досвід експериментальних досліджень дозволяє стверджувати, що пружні та дисипативні характеристики елементів підвіски та шин трактора є близькими до лінійних при малих коливаннях відносно положення статичної рівноваги. Беручи до уваги істотне ускладнення розрахунків при аналізі процесу коли-

вань МТА з урахуванням не лінійності пружних та демпфуючих елементів системи, тоді допустимо розглядати їх характеристики в лінійній постановці вирішення задачі. Таке спрощення не призведе до значної похибки та задовольнить вимогам, що ставляться інженерним розрахунком.

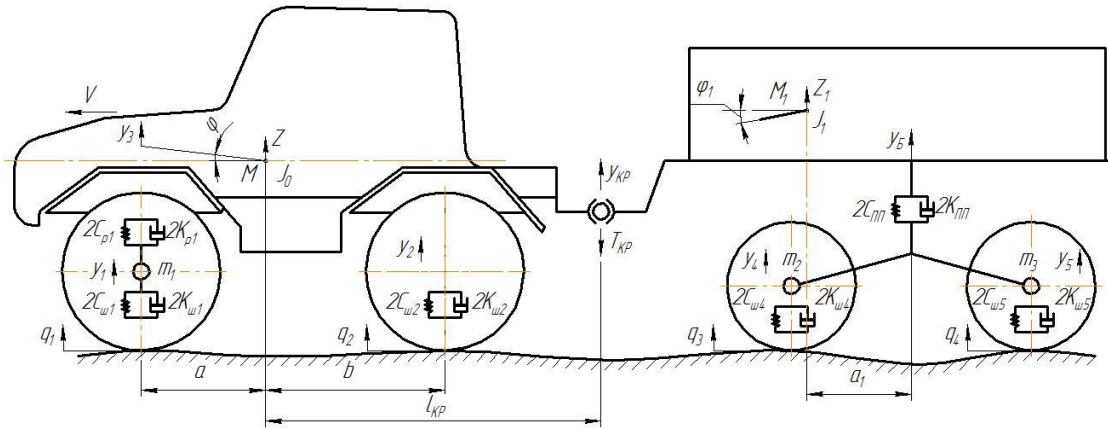


Рис. 1 – Розрахункова схема коливної системи МТА

де, M, M_1 – підресорені маси трактора та напівпричепа; Y_2, Y_3, Y_{KP}, Y_B – вертикальні переміщення підресорених мас, що діють відповідно на шини заднього мостів, підвіску переднього моста трактора, причіпний пристрій трактора та підвіску напівпричепа; m_1, m_2, m_3 – непідресорена маса переднього моста трактора та мостів напівпричепа; та $2C_p$ та $2K_p$, $2C_{ш1}$, та $2K_{ш1}, 2C_{ш2}$ та $2K_{ш2}, 2C_{ш3}$ та $2K_{ш3}, 2C_{ш4}$ та $2K_{ш4}$ – відповідно жорсткість шин та коефіцієнти опору підвіски передніх та задніх коліс трактора, підвіски та шин напівпричепа; a, b та a_1 – відповідно координати центру тяжіння трактора та напівпричепа; J, J_1 – моменти інерції трактора та напівпричепа; T_{KP} – сила, що діє на зчіпний пристрій

Розрахункову схему (рис. 1) з урахуванням відомих припущень та обраних узагальнюючих координат досліджували, як систему з постійними параметрами. Диференціальні рівняння, що описують коливання МТА в поздовжній вертикальній площині за прийнятими узагальнюючими координатами, складено за допомогою рівняння Лагранжа II роду:

$$\left\{ \begin{aligned} M \ddot{Z} &= 2K_{ш2}(\dot{q}_2 - \dot{Z} + b\dot{\varphi}) + 2K_p(\dot{Y}_1 - \dot{Z} + a\dot{\varphi}) + \\ &+ 2C_{ш2}(q_2 - Z + b\varphi) + 2C_p(Y_1 - Z + a\varphi) - T_{KP}; \\ I \ddot{\varphi} &= -2K_{ш2}(\dot{q}_2 - \dot{Z} + b\dot{\varphi}) + 2K_p(\dot{Y}_1 - \dot{Z} - a\dot{\varphi}) - \\ &- 2C_{ш2}(q_2 - Z + b\varphi) + 2C_p(Y_1 - Z - a\varphi) + T_{KP}I_{KP}; \\ m_1 \ddot{Y} &= 2K_{ш1}(\dot{q}_1 - \dot{Y}_1) - 2K_p(\dot{Y}_1 - \dot{Z} - a\dot{\varphi}) + \\ &+ 2C_{ш1}(q_1 - Y_1) - 2C_p(Y_1 - Z - a\varphi); \\ M_1 \ddot{Z}_1 &= 2K_{ш3} \left(\frac{1}{2}(\dot{Y}_4 + \dot{Y}_5) - \dot{Z}_1 - a_1\dot{\varphi} \right) + 2C_{ш3} \left(\frac{1}{2}(Y_4 + Y_5) - Z_1 - a_1\varphi \right) + T_{KP}; \\ I_1 \ddot{\varphi} &= 2K_{ш3}a_1 \left(\frac{1}{2}(\dot{Y}_4 + \dot{Y}_5) - \dot{Z}_1 - a_1\dot{\varphi} \right) + 2C_{ш3}a_1 \left(\frac{1}{2}(Y_4 + Y_5) - Z_1 - a_1\varphi \right) + T_{KP}I_1; \\ m_2 \ddot{Y}_4 &= 2K_{ш3}(\dot{q}_3 - \dot{Y}_4) - 2K_{ш3} \left(\frac{1}{2}(\dot{Y}_4 + \dot{Y}_5) - \dot{Z}_1 - a_1\dot{\varphi} \right) + \\ &+ 2C_{ш3}(q_3 - Y_4) - 2C_{ш3} \left(\frac{1}{2}(Y_4 + Y_5) - Z_1 - a_1\varphi \right); \\ m_3 \ddot{Y}_5 &= 2K_{ш4}(\dot{q}_4 - \dot{Y}_4) - 2K_{ш3} \left(\frac{1}{2}(\dot{Y}_4 + \dot{Y}_5) - \dot{Z}_1 - a_1\dot{\varphi} \right) + \\ &+ 2C_{ш4}(q_4 - Y_4) - 2C_{ш3} \left(\frac{1}{2}(Y_4 + Y_5) - Z_1 - a_1\varphi \right), \end{aligned} \right. \quad (1)$$

де Z, Z_1 – вертикальні переміщення центрів тяжіння підресорених мас трактора та напівпричепа;

Y_1, Y_4, Y_5 – вертикальні переміщення непідресорених мас переднього моста трактора, передніх та задніх осей напівпричепа;

φ, φ_1 – кутові коливання підресорених мас трактора та напівпричепа;

q_1, q_2, q_3, q_4 – ординати мікропрофілю дороги під передніми та задніми колесами трактора та напівпричепа.

Для дослідження шарнірно зчленованої транспортної системи, в зв'язку з її конструктивними особливостями, великий інтерес представляє вплив вертикальних та кутових коливань ланцюгів МТА на взаємозв'язок коліс з дорогою, а також динамічної стійкості, що пов'язано з явищем відриву колеса від опорної поверхні. Для колісних машин з шарнірно зчленованою рамою відрив колеса не завжди свідчить про початок процесу бічного перевертання

чи ковзання. В процесі руху кінематичний вплив мікропрофіля дороги та вертикальних коливань трактора, що безперервно змінюються, визначають умови взаємозв'язку пневматичної шини низького тиску з опорною поверхнею, які залежать, в свою чергу, від динамічних прогинів шини.

Розглядаючи вертикальні переміщення вісі колеса в умовах випадкового впливу мікронерівностей дороги, визначається показник для оцінки динамічної стійкості руху МТА. Приймаючи умови, що порушення показників динамічної стійкості руху обумовлено втратою кінематичного зв'язку колеса з дорогою. Цей зв'язок зберігається, якщо виконується умова:

$$Z(t) - q(t) \leq r_0 - \Delta r(t), \quad (2)$$

де $Z(t)$ – миттєві значення вертикальної координати вісі колеса; $q(t)$ та $\Delta r(t)$ – відповідні $Z(t)$ величини мікронерівностей в площині вісі колеса та радіального прогину шини; r_0 – радіус початкової окружності.

Приймаючи положення статичної рівноваги колеса в якості початкового, введемо безрозмірний коефіцієнт $k(t)$, який виражає залежність між статичним та динамічним прогином шини та вимірюється за випадковим законом:

$$k(t) = \Delta r(t) / h; \quad (3)$$

$$Z(t) - q(t) = r_{CT} + h(1 - q(t)), \quad (4)$$

де h – радіальний прогин шини; r_{CT} – статичний радіус.

З виразу (3) та (4) відмітимо те, що величина $Z(t) - q(t)$ представляє собою переміщення вісі колеса, що змінюється з часом, відносно положення статичної рівноваги. Це переміщення встановлюється через статичний прогин шини та безрозмірний коефіцієнт, який дозволяє забезпечити безперервність функції, що описує переміщення вісі колеса при відриві шини від поверхні дороги. Як відомо, статичний прогин шини залежить від ряду конструктивних та експлуатаційних параметрів шин та трактора, а вертикальні прискорення вісі колеса визначаються розрахунковим шляхом або експериментально. З аналізу виразу (4) встановлено, що найбільш бажаним є режим руху, при якому $Z(t) - q(t) = r_{CT} = const$, що відповідає умові $k(t)_{OPT} = 1$. Умова $k(t) = 0$ характеризує момент відриву колеса від дороги, при $k(t) < 0$ контакт колеса з дорогою відсутній, а в випадку $k(t) \geq 0$ радіальне навантаження на вісь колеса перевищує статичну величину (тобто $\Delta r(t) > h$).

На основі вище сказаного, для оцінки умов руху, що впливає на взаємозв'язок колеса з дорогою та параметри динамічної стійкості руху при вертикальних коливаннях і відриві коліс, представляє інтерес зона $k(t) \leq 1$.

При статичному аналізі процесів вертикальних коливань можливо використання середніх квадратичних відхилень σ_K , що є квадратним коренем дисперсії, значень безрозмірного коефіцієнта та величину K , які представляють собою чисельні характеристики комплексної дії різноманітних конструктивних характеристик трактору та підвіски, експлуатаційних показників, що визначають динаміку руху машинно-тракторного агрегату. На основі з довірчої ймовірності оцінки випадкових процесів, слід приймати допустимі значення коефіцієнту $[K]$.

Для визначення σ_K при реалізації програми інтегрування диференціальних рівнянь передбачена статична оцінка вертикальних переміщень вісі колеса та визначення середньоквадратичних відхилень цих переміщень σ_Y :

$$\sigma_K = \frac{\sigma_Y}{h}; \quad (5)$$

$$K = k(t)_{OPT} - \sigma_K. \quad (6)$$

Оскільки основним оціночним показником плавності руху є характеристики вертикальних прискорень машинно-тракторного агрегату, то для визначення значень K необхідно користуватись статичними характеристиками значень процесів вертикальних коливань не підресорених мас $\sigma_{Y'}^{\dots}$:

$$\sigma_K = \frac{\sigma_{Y'}^{\dots}}{9,81}. \quad (7)$$

З урахуванням вищесказаного при обчисленні диференціальних рівнянь математичної моделі визначали наступні параметри, що характеризують коливання машинно-тракторного агрегату:

- вертикальні прискорення не підресорених мас переднього \ddot{Y}_1 та заднього \ddot{Y}_2 мостів;
- підресореного остову на рамі в зоні переднього мосту \ddot{Y}_3 та в центрі тяжіння трактора \ddot{Z} .

При моделюванні математичної моделі (1) з критеріями плавності ходу та динамічної стійкості ($2C_{III} = 800$ кН/м, $2C_{II} = 500$ кН/м, $\psi = 0,5$, $M_{II} = 3900$ кг, $M_3 = 4500$ кг, $\sigma_D^2 = 5 \cdot 10^{-4}$ м², $V \in [0; 11,8]$ м/с).

Аналізуючи результати з рис. 2, можна зробити висновок про те, що критерії, які розглядаються, по різному впливають на показники динаміки руху машинно-тракторного агрегату (рис. 3). При обчисленні величини K треба зауважити, що вона інтенсивно знижується при збільшенні дисперсії мікропрофілю поверхні, швидкості руху, значень характеристик пружних елементів підвіски та шин.

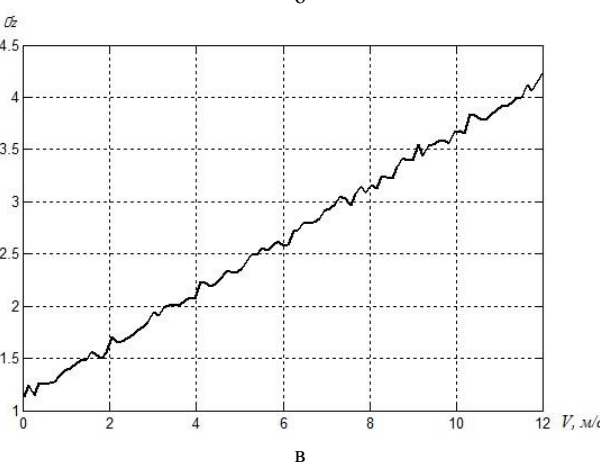
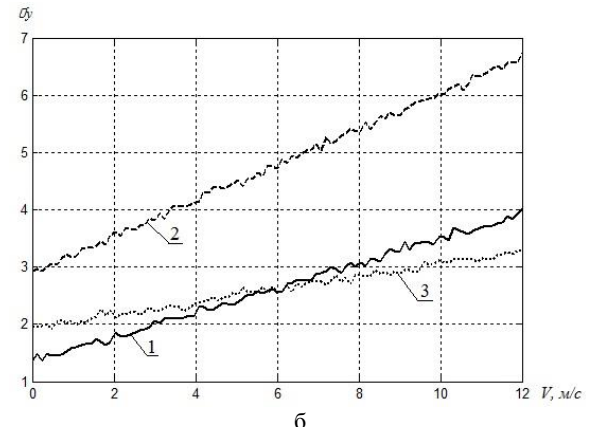
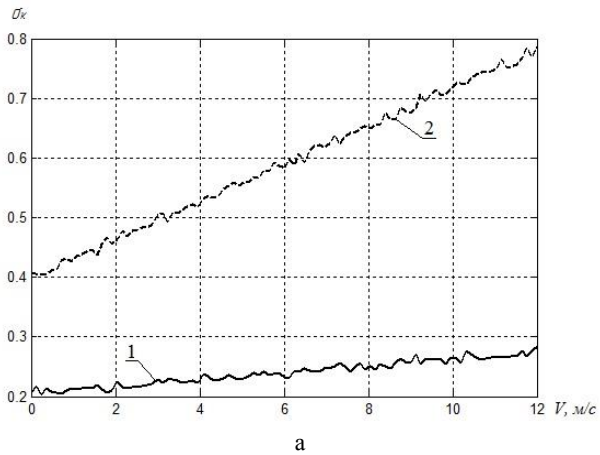


Рис. 2 – Графіки середньоквадратичних відхилень: а – переміщення переднього та заднього мостів; б – прискорення переднього, заднього мостів та рами в зоні переднього моста; в – прискорення центру тяжіння трактора; 1 – передній міст; 2 – задній міст; 3 – зона переднього моста напівпричепа

На основі рівняння (7) та з урахуванням умови, що при $k(t)_{opt} = 1$, можна зробити висновок про те, що при $\sigma_K \rightarrow 0$ спостерігатиметься найбажаніший режим руху, при цьому $K \rightarrow 1$.

В якості незалежних досліджуваних факторів, що суттєво впливають на показники плавності ходу та стійкості руху, прийняті дисперсія мікронерівностей поверхні σ_D^2 , маси M_{II} підресореної передньої секції та M_3 непідресореної задньої секції трактора, жорсткість C_{II} пружних елементів та коефіцієнт ψ затухан-

ня підвіски, жорсткість C_{III} шин, відстані l_{KP} від центру мас до вісі шарніру тягово-зчіпного пристрою, а також швидкість руху V машинно-тракторного агрегату.

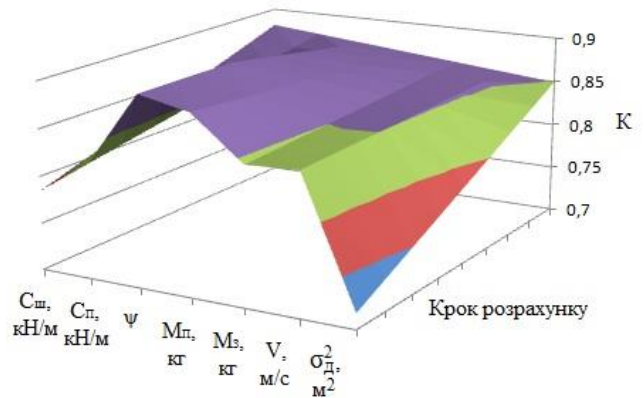


Рис. 3 – Графік варіювання величини K в залежності від параметра зміни

На основі регресійного аналізу системи рівняння (1) отримаємо залежності

$$\begin{cases} \sigma_{K1}(C_{III}, C_{II}, \psi, M_{II}, M_3, V, \sigma_D^2) = const; \\ \sigma_{K2}(C_{III}, M_3, V, \sigma_D^2) = const; \\ \sigma_{z'}(C_{III}, C_{II}, \psi, M_{II}, M_3, V, \sigma_D^2) = const; \\ \sigma_{y1}(C_{III}, l_{KP}, C_{II}, \psi, M_{II}, M_3, V, \sigma_D^2) = const; \\ \sigma_{y2}(C_{III}, l_{KP}, C_{II}, \psi, M_{II}, M_3, V, \sigma_D^2) = const; \\ \sigma_{y3}(C_{III}, l_{KP}, C_{II}, \psi, M_{II}, M_3, V, \sigma_D^2) = const. \end{cases} \quad (8)$$

При проведенні оцінки впливу того чи іншого показника, побудовано на рис. 4 діаграму, яка характеризує ступінь і характер впливу на показники динаміки руху машинно-тракторного агрегату.

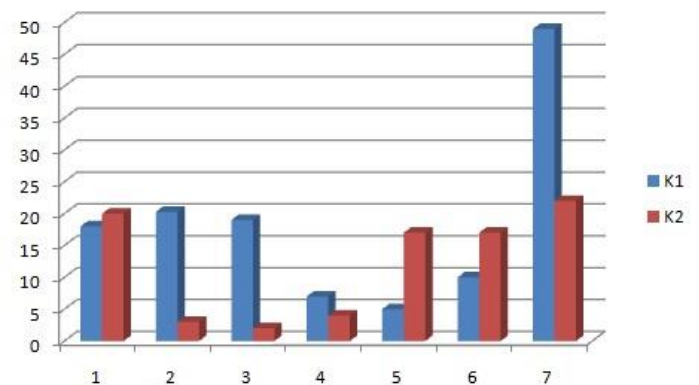


Рис. 4 – Діаграма впливу на значення середньоквадратичного відхилення: K1 – оціночний критерій для передньої секції (%); K2 – оціночний критерій для задньої секції (%); 1 – жорсткість шин; 2 – жорсткість пружних елементів; 3 – коефіцієнт затухання підвіски; 4 – підресорена маса передньої секції; 5 – підресорена маса задньої секції; 6 – швидкість руху; 7 – величина дисперсії мікронерівностей поверхні

Необхідно відзначити, що критерій, який характеризує відстань $l_{кр}$ від центру мас до вісі шарніру тягово-зчпного пристрою, не впливає на секції машинно-тракторного агрегату (його величина не перевищує 1 %).

На основі рівнянь (8) та аналізу з рис. 4 виникає потреба в проведенні оптимізації конструктивних параметрів машинно-тракторного агрегату, яка дозволить вирахувати раціональні показники.

В даній роботі застосовано такий метод оптимізації, як метод градієнтного спуску, який базується на основі пошуку локального екстремуму функції за допомогою руху уздовж градієнта. Процес оптимізації проводився за визначенням узагальненого критерію, який формувался на основі вагових коефіцієнтів, критеріїв оцінки та штрафних функцій

В ході оптимізації критерії змінювались наступним чином:

– дисперсія мікронерівностей поверхні

$$\sigma_d^2 \cdot 10^{-4} \in [3,5; 6,5] \text{ м}^2;$$

– підресорена маса передньої секції

$$M_{II} \in [3600; 4200] \text{ кг};$$

– підресорена маса задньої секції

$$M_3 \in [3750; 5250] \text{ кг};$$

– жорсткість пружних елементів $2C_{II} \in [400; 600]$ кН/м;

– коефіцієнт згасання підвіски $\psi \in [0,35; 0,65]$;

– жорсткість шин $2C_{III} \in [700; 900]$ кН/м;

– швидкість руху машинно-тракторного агрегату

$$V \in [2; 11,8] \text{ м/с}.$$

З аналізу результатів можна зробити висновок, що найбільш небезпечним є режим вертикальних коливань

задньої секції трактора, прискорення яких залежать від відповідного вибору мас та жорсткостей шин.

Результати розрахунків свідчать про те, що допустимим рівнем вертикальних прискорень задньої секції трактора типу ХТЗ при його русі в складі машинно-тракторного агрегату зі швидкістю до 12 м/с може забезпечуватись при відповідному виборі навантаження на вісь заднього моста, і жорсткості шин для заданого мікропрофіля поверхні.

За результатами теоретичного дослідження з урахуванням конструктивних особливостей трактора типу ХТЗ було сформовано раціональні параметри підвіски: жорсткість $2C_{II} = 400$ кН/м та коефіцієнт згасання $\psi = 0,6$, при яких забезпечується значення $K = 0,95$, що характеризує транспортний режим роботи руху машинно-тракторного агрегату для різноманітного поєднання факторів.

Висновки. При раціональному поєднанні параметрів, що характеризують особливості конструкції машинно-тракторного потягу на базі трактора типу ХТЗ з шарнірно-зчленованою рамою, представляється можливим забезпечити достатньо високі показники плавності руху та динамічної стійкості трактора при його русі по дорогам з твердим покриттям.

Граничні швидкості з точки зору безпеки руху по ґрунтовим дорогам залежать від статичних характеристик мікропрофіля поверхні та обмежуються параметрами задньої секції трактора, що визначають прискорення вертикальних коливань. Чисельне значення безрозмірного коефіцієнту K динаміки вертикальних коливань можна використовувати в якості комплексного показника оптимальності поєднання різноманітних конструктивних параметрів та експлуатаційних факторів.

Список літератури:

1. Шупляков, В. С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля [Текст] / В. С. Шупляков. – М.: Транспорт, 1974. – 328 с.
2. Барский, И. Б. Динамика трактора [Текст] / И. Б. Барский, В. Я. Анилович, Г. М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Попов, В. Б. Математическое моделирование мобильного сельскохозяйственного агрегата в режиме транспортного переезда [Текст] / В. Б. Попов // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.А. Сухого. – 2005. – № 3 (22). – С. 13–18.
4. Scarlett, A. J. Whole-body vibration: Evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors [Text] / A. J. Scarlett, J. S. Price, R. M. Stayner // Journal of Terramechanics. – 2007. – Vol. 44, Issue 1. – P. 65–73. doi: 10.1016/j.jterra.2006.01.006
5. Patil, M. K. A mathematical model of tractor-occupant system with a new seat suspension for minimization of vibration response [Text] / M. K. Patil, M. S. Palanichamy // Applied Mathematical Modelling. – 1988. – Vol. 12, Issue 1. – P. 63–71. doi: 10.1016/0307-904x(88)90024-8
6. Servadio, P. Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors [Text] / P. Servadio, A. Marsili, N. P. Belfiore // Biosystems Engineering. – 2007. – Vol. 97, Issue 2. – P. 171–180. doi: 10.1016/j.biosystemseng.2007.03.004
7. Кальченко, Б. І. Підхід до визначення навантаженості трансмісії колісного трактора при впливі нерівностей поверхні [Текст] / Б. І. Кальченко, І. С. Чернявський, А. П. Кожушко // Науковий журнал технічний сервіс, агропромислового, лісового та транспортно-го комплексу. – 2017. – № 8. – С. 49–54.
8. Рославцев, А. В. Теория движения тягово-транспортных средств [Текст]: учеб. пос. / А. В. Рославцев. – М.: УМЦ «ТРИАДА», 2003. – 172 с.
9. Кальченко, Б. И. Обоснование и разработка конструкции колесных тракторов общего назначения и реализация их в серийном производстве [Текст]: автореф. ... д-ра. техн. наук / Б. И. Кальченко. – Минск, 1991. – 68 с.
10. Samorodov, V. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking [Text] / V. Samorodov, A. Kozhushko, E. Pelipenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Vol. 4, Issue 7 (82). – P. 37–44. doi: 10.15587/1729-4061.2016.75402
11. Samorodov, V. Influence of change of hydraulic machine control parameter during braking of the tractor with the continuously variable transmission [Text] / V. Samorodov, A. Kozhushko, E. Pelipenko // Technology audit and production reserves. – 2017. – Vol. 4, Issue 1 (36). – P. 11–18. doi: 10.15587/2312-8372.2017.109025

Bibliography (transliterated):

1. Shuplyakov, V. S. (1974). Kolebaniya i nagruzhennost' transmissii avtomobilya [Oscillations and loading of the vehicle powertrain]. Moscow, 328.
2. Barskiy, I. B., Anilovich, V. Ya., Kut'kov, G. M. (1973). Dinamika traktora [Tractor dynamics]. Moscow, 280.
3. Popov, V. B. (2005). Matematicheskoe modelirovanie mobil'nogo sel'skohozyaystvennogo agregata v rezhime transportnogo pereezda [Mathematical modeling of the mobile agricultural unit in the mode of transport moving]. Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta im. P.A. Suhogo [Bulletin of the Gomel State Technical University], 3, 13–18.

4. Scarlett, A. J., Price, J. S., Stayner, R. M. (2007). Whole-body vibration: Evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. *Journal of Terramechanics*, 44 (1), 65–73. doi: 10.1016/j.jterra.2006.01.006
5. Patil, M. K., Palanichamy, M. S. (1988). A mathematical model of tractor-occupant system with a new seat suspension for minimization of vibration response. *Applied Mathematical Modelling*, 12 (1), 63–71. doi: 10.1016/0307-904x(88)90024-8
6. Servadio, P., Marsili, A., Belfiore, N. P. (2007). Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors. *Biosystems Engineering*, 97 (2), 171–180. doi: 10.1016/j.biosystemseng.2007.03.004
7. Kal'chenko, B. I., Chernyavskyy, I. S., Kozhushko, A. P. (2017). Pidkhid do vyznachennya zavantazhenosti transmisiiy kolisnoho traktora pry vplyvi nerivnostey poverkhnii [Approach to determination of load of transmission of a wheeled tractor under the influence of surface irregularities]. *Naukoviy zhurnal tekhnichnyy servis, ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksu* [Scientific journal technical service, agroindustrial, forestry and transport complex], 8, 49–54.
8. Roslavtsev, A. V. (2003). *Teoriya dvizheniya tyagovo-transportnykh sredstv* [Theory of motion of traction-vehicles]. Moscow: UMC "TRIAD", 172.
9. Kal'chenko, B. I. (1991). Obosnovanie i razrabotka konstruksii kolesnykh traktorov obshego naznacheniya i realizatsiya ih v seriyom proizvodstve [Justification and development of the design of wheeled tractors of general purpose and their implementation in batch production]. Minsk, 68.
10. Samorodov, V., Kozhushko, A., Pelipenko, E. (2016). Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (7 (82)), 37–44. doi: 10.15587/1729-4061.2016.75402
11. Samorodov, V., Kozhushko, A., Pelipenko, E. (2017). Influence of change of hydraulic machine control parameter during braking of the tractor with the continuously variable transmission. *Technology Audit and Production Reserves*, 4 (1 (36)), 11–18. doi: 10.15587/2312-8372.2017.109025

Надійшла (received) 12.12.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження динамічної стійкості та плавності руху колісних тракторів/ Кальченко Б. І., Кожушко А. П. //Bulletin of NTU "KhPI". Series: Mechanical-technological systems and complexes. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – № 44 (1266).– P.103–109. – Bibliogr.:11. – ISSN 2079-5459

Исследование динамической устойчивости и плавности движения тракторов/ Кальченко Б. И., Кожушко А. П. //Bulletin of NTU "KhPI". Series: Mechanical-technological systems and complexes. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – № 44 (1266).– P.103–109. – Bibliogr.:11. – ISSN 2079-5459

Research dynamic stability and vibration while driving wheeled tractor/ Kal'chenko B., Kozhushko A. //Bulletin of NTU "KhPI". Series: Mechanical-technological systems and complexes. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – № 44 (1266).– P.103–109. – Bibliogr.:11. – ISSN 2079-5459

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кальченко Борис Іванович – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- та тракторобудування, вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002, e-mail: Kabor7777777@gmail.com.

Кальченко Борис Іванович – доктор технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры автомобиле- и тракторостроения, ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина, 61002, e-mail: Kabor7777777@gmail.com.

Kalchenko Boris – Doctor of Technical Sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of Car and Tractor Industry, Kirpichova str., 2, Kharkiv, Ukraine, 61002, e-mail: Kabor7777777@gmail.com.

Кожушко Андрій Павлович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри автомобіле- та тракторобудування, вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002, e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com.

Кожушко Андрей Павлович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры автомобиле- и тракторостроения, ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина, 61002, e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com.

Kozhushko Andriy – PhD, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of Car and Tractor Industry, Kirpichova str., 2, Kharkiv, Ukraine, 61002,