

I.B. КОЛЕСНИК, Є.І. КАЛІНІН, Ю.І. КОЛЕСНИК, І.О. ШЕВЧЕНКО

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ

В статті наведено теоретичні основи ефективності використання транспортного агрегату, що сприяють підвищенню продуктивності, надійності та довговічності роботи, поліпшенню тягово-зчіпних властивостей, гальмівних якостей, стійкості, зниження витрати палива трактора, базується на взаємодоповнюючих та основних динамічних і кінематичних залежностях руху трактора та причепа.

Ключові слова: трактор, транспортний агрегат, неусталений рух, тягово-зчіпний пристрій, тягове зусилля.

I. KOLESNIK, E. KALININ, Yu. KOLESNIK, I. SHEVCHENKO

THEORETICAL BASIS OF EFFECTIVENESS OF THE TRANSPORT UNIT

The article provides a theoretical basis for the effectiveness of a high-speed transport unit, which results in increased productivity, reliability and durability of the robot, an increase in traction power, friction strength, durability, and reduction in The cost of firing the tractor is based on the mutually consistent and basic dynamic and kinematic conditions of the tractor and the trailer.

Key words: tractor, transport unit, tireless tractor, traction device, traction device.

Вступ. На підставі аналізу науково-дослідних робіт, технологічних, конструкторських та експериментальних робіт найбільш логічним є розподілення об'єкта досліджень:

- теоретичні основи динамічних процесів, що протікають при русі тракторних агрегатів у діапазоні транспортних робіт;
- конструктивна реалізація теоретичних основ щодо покращення динаміки транспортного агрегату;
- експериментальна перевірка прийнятих рішень.

Наукова гіпотеза, що полягає у пропозиціях та прогнозі кінцевих подій, полягала у розробці наукових засад процесу динамічної взаємодії зчіпних мас трактора та причепа, що передбачає використання параметрів тягово-зчіпного пристрою зі зміною якісних та кількісних їх показників, спрямованих на покращення експлуатаційних властивостей та паливної економічності транспортного агрегату [1].

Аналіз останніх досягнень та публікацій.

Неусталеним рухом прийнято називати рух транспортного агрегату на певних ділянках колії зі швидкістю, що постійно змінюється. Рух, що не встановився, є невід'ємною частиною, наочним проявом динамічної взаємодії зчіпних мас транспортного агрегату в процесі його експлуатації. Воно супроводжується постійною зміною швидкісних і навантажувальних режимів у складових ланках транспортних поїздів, яскраво вираженою нерівномірністю опору їх пересування [1, 4].

Мета та постановка задачі дослідження.

Підвищення динамічних і енергетичних показників транспортного агрегату під час виконання технологічних робіт в аграрному секторі шляхом вдосконалення тягово-зчіпних з'єднань.

Для досягнення поставленої мети вирішувались завдання покращення тягово-зчіпних властивостей, керованості, стійкості, ергономічних та розгінно-гальмівних властивостей у процесі виробництва сільськогосподарської продукції.

Основний матеріал та результати дослідження.

Під час транспортування на серійному тягово-зчіпному пристрою (рис. 1) відбувається чергування різних за своїм характером процесів: визначення зазору в зчіпному пристрої (в той чи інший бік) та удар (накат, відкат), і тому вони описуються різними системами рівнянь [3, 5].

З умови рівноваги сил, що діють, вибір зазору в зчпному пристрої може бути представлений у вигляді двох рівнянь, перше з яких відображає співвідношення сил в тракторі, а друге в причепі:

$$\begin{cases} m_{mp} \dot{\vartheta}_{mp} = It_0 + fm_{mp}g; \\ m_{np} \dot{\vartheta}_{np} = fm_{np}g. \end{cases} \quad (1)$$

де m_{mp} , m_{np} - відповідно маси трактора та причепа; $m_{mp}g$, $m_{np}g$ - сили тяжіння трактора та причепа; $I = Mo/(tir_{\kappa})$ - сумарний темп докладання рушійних сил; Mo - значення моменту, що встановилося; t - час руху; r_{κ} - радіус провідних коліс трактора; $\dot{\vartheta}_{mp}$, $\dot{\vartheta}_{np}$ - прискорення трактора та причепа; f - коефіцієнт опору коченню; t_0 - час вибору зазору у тягово-зчпному пристрої.

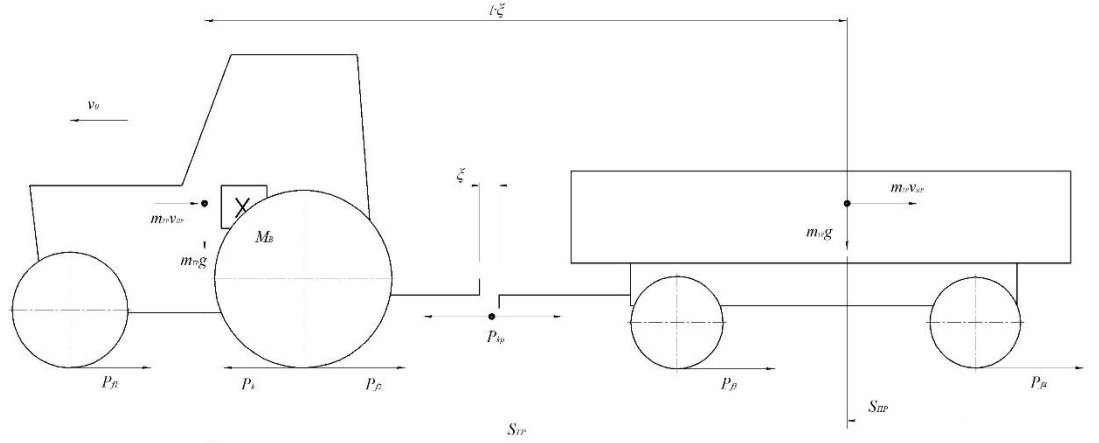


Рисунок 1 - Схема сил, що діють на транспортний агрегат під час руху із серійним тягово-зчпним пристроєм

Швидкість переміщення трактора та причепа можемо знайти шляхом інтегрування:

$$\begin{cases} \vartheta_{mp} = \int \left(\frac{I}{m_{mp}} t + fg \right) dt \\ \vartheta_{np} = \int fg dt \end{cases} \quad (2)$$

або

$$\begin{cases} \vartheta_{mp} = \frac{I}{2m_{mp}} t^2 + fgt + \vartheta_{mp0} \\ \vartheta_{np} = fgt + \vartheta_{np0} \end{cases} \quad (3)$$

Інтегруючи ще раз, знайдемо шлях, пройдений трактором та причепом:

$$\begin{cases} S_{mp} = \int \left(\frac{I}{2m_{mp}} t^2 + fgt + \vartheta_{mp0} \right) dt \\ S_{np} = \int (fgt + \vartheta_{np0}) dt \end{cases} \quad (4)$$

або

$$\begin{cases} S_{mp} = \frac{I}{6m_{mp}} t_0^3 + \frac{fg}{2} t_0^2 + \vartheta_{mp0} t_0 + S_{mp0} \\ S_{np} = \frac{fg}{2} t_0^2 + \vartheta_{np0} t_0 + S_{np0} \end{cases} \quad (5)$$

З рівняння (5) неважко знайти відстань між центрами ваги трактора та причепа.

$$S_{у.м.} = S_{mp} - S_{np} = l - \xi + It^3 / (6m_{mp}) \quad (6)$$

де l_0 - величина зазору в зчіпному пристрої.

До кінця вибору зазору в зчіпному пристрої $S_{тр}-S_{пр}=l$, а величина зазору в тягово-зчіпному пристрої дорівнюватиме:

$$\xi = It_0^3 / 6m_{mp} \quad (7)$$

Оскільки величина зазору є заданою, то з рівняння (7) визначимо час вибору зазору у тягово-зчіпному пристрої:

$$t_0 = \sqrt[3]{\frac{6m_{mp}\xi}{I}} \quad (8)$$

Величина тягового зусилля до кінця вибору зазору $P_0=It_0$, тобто характер зміни тягового зусилля в зчіпному пристрої транспортного агрегату залежить від темпу застосування рушійних сил I .

$$P_0 = \sqrt[3]{6m_{mp}I^2\xi} \quad (9)$$

Якщо $S_{у.м.}=l-\xi$ або $S_{у.м.}=l$ процес вибору зазору закінчується. Процес удару описується іншою системою рівняння:

$$\begin{cases} m_{mp}\dot{\vartheta}_{mp} = lt + fm_{mp}g - c_d\Delta_d + P_0 \\ m_{np}\dot{\vartheta}_{np} = lt + fm_{np}g - c_d\Delta_d \end{cases} \quad (10)$$

де c_d - жорсткість пружного серійного елемента тягово-зчіпного пристрою; Δ_d - величина деформації пружного елемента тягово-зчіпного пристрою; t - поточний час аналізованого процесу.

Пружний зв'язок тягово-зчіпного пристрою має лінійну характеристику, тому реакція пружного зв'язку дорівнює $P_y=C_d\Delta_d$. Оскільки нас цікавить переважно вона, отримаємо диференціальне рівняння другого порядку щодо величини деформації пружного елемента тягово-зчіпного пристрою. Замінивши в рівнянні (10): $\dot{\vartheta}_{тр}, \dot{\vartheta}_{пр} = \ddot{\Delta}_d$ отримуємо [2]:

$$m_{mp}m_{np}\ddot{\Delta}_d = m_{np}lt + f(m_{mp}gm_{np} - m_{np}gm_{mp}) - c_d\Delta_d(m_{np} + m_{mp}) + P_0m_{np}; \quad (11)$$

або

$$\ddot{\Delta}_d + \gamma^2\Delta_d = Qt + W; \quad (12)$$

де $\gamma^2 = \frac{c(m_{mp} + m_{np})}{m_{mp}m_{np}}$ - кругова частота власних коливань; $Q=I/m_{mp}$; $W=P_0/m_{mp}$.

Рівняння (12) це лінійне неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами, тому його загальне рішення буде сумою загального рішення однорідного і приватного рішення неоднорідного рівняння.

Оскільки коріння характеристичного рівняння $K_{1,2} = \pm\gamma \cdot i$

$$\bar{\Delta}_d = c_1 \text{Sin} \gamma t + c_2 \text{Cos} \gamma t \quad (13)$$

Приватне рішення неоднорідного рівняння матиме вигляд:

$$\Delta^*_d = At + B \quad (14)$$

Знайдемо A і B підставивши Δ^*_d до рівняння (12) звідки: $A = Q / \gamma^2$ і $B = W / \gamma^2$.

Отже, загальне рішення рівняння (12) має вигляд:

$$\Delta_d = c_1 \text{Sin} \gamma t + c_2 \text{Cos} \gamma t + Q / \gamma^2 t + W / \gamma^2. \quad (15)$$

Знайдемо c_1 і c_2 , знаючи, що в початковий момент удару: $t=0$.

$$\Delta_d = 0 \text{ і } \dot{\Delta}_d = \mathcal{G}_0 = \mathcal{G}_{mp0} - \mathcal{G}_{np0}; \quad (16)$$

$$\dot{\Delta}_d = c_1 \gamma \text{Cos} \gamma t - c_2 \text{Sin} \gamma t + Q / \gamma^2. \quad (17)$$

Підставляємо вираз (16) до рівняння (15) та (17), отримуємо:

$$\begin{cases} 0 = c_2 + \frac{W}{\gamma^2}; \\ \mathcal{G}_0 = c_1 \gamma + Q / \gamma^3. \end{cases} \quad (18)$$

З рівняння (18) та знайдемо c_1 і c_2 :

$$\begin{cases} c_1 = \frac{\mathcal{G}_0}{\gamma} - \frac{Q}{\gamma^3}; \\ c_2 = -\frac{W}{\gamma^2}. \end{cases} \quad (19)$$

Підставимо c_1 і c_2 рівняння (12), отримаємо рішення рівняння (12)

$$\Delta_d = \left(\frac{\mathcal{G}_0}{\gamma} - \frac{Q}{\gamma^3} \right) \text{Sin} \gamma t - \frac{W}{\gamma^2} \text{Cos} \gamma t + \frac{Qt + W}{\gamma^2}. \quad (20)$$

З якого отримаємо величину тягового зусилля помноживши на c_d .

$$P = \frac{c_d}{\gamma^3} \left[(v_0 \gamma^2 - Q) \text{Sin} \gamma t - W \gamma \text{Cos} \gamma t + (Qt + W) \gamma \right] \quad (21)$$

Швидкість руху трактора та причепа визначаємо з рівняння (10) шляхом підстановки Δ_d з рівняння (18) та його інтегрування:

$$\begin{aligned} v_{mp} = & \frac{t^2}{2m_{mp}} \left(I - \frac{c_d Q}{\gamma^2} \right) + \left(tg - \frac{c_d W}{\gamma^2 m_{mp}} \right) t + \frac{1}{m_{mp}} \Gamma \text{Cos} \gamma t + \mathcal{G}_{mp0} - \\ & - \frac{1}{m_{mp}} \Gamma + \frac{1}{m_{mp}} P \text{Cos} \gamma t. \end{aligned} \quad (22)$$

$$v_{np} = \frac{c_d Q}{2\gamma^2 m} t^2 + \left(tg - \frac{c_d W}{\gamma^2 m_{np}} \right) t - \frac{1}{m_{np}} \Gamma \text{Cos} \gamma t - \frac{1}{m_{np}} \Pi \text{Sin} \gamma t + \vartheta_{np0} + \frac{1}{m_{np}} \Gamma. \quad (23)$$

Удар закінчується при $S_{y,m} = l$ або $S_{y,x} = l - \xi$.

При введенні в дішло причепа пружно-демпфуючого тягово-зчіпного пристрою, рух транспортного агрегату (рис. 2) характеризуватиметься чергування трьох процесів: вибором зазору, стисненням пружно-демпфуючого елемента та ударом. Вибір зазору та удару описано і нічим не відрізняється від умов руху транспортного агрегату із серійним тягово-зчіпним пристроєм [6, 7].

Розглянемо процес стиснення.

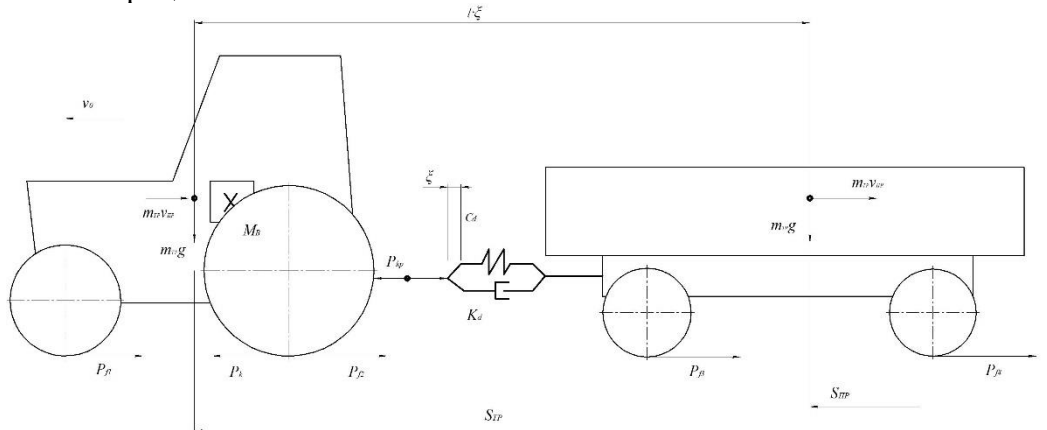


Рисунок 2 - Схема сил, що діють на транспортний агрегат при русі з пружно-демпфуючим тягово-зчіпним пристроєм

З системи рівняння рівноваги діючих сил на транспортний агрегат (рис. 2).

$$\begin{cases} m_{mp} \dot{\vartheta}_{mp} = It + fm_{mp}g - c_d \Delta_d + P_0 - k_d \dot{\Delta}_d; \\ m_{np} \dot{\vartheta}_{np} = fm_{np}g - c_d \Delta_d + P_0 - k_d \dot{\Delta}_d. \end{cases} \quad (24)$$

де k_d - коефіцієнт демпфування пружно-демпфуючого тягово-зчіпного пристрою; $\dot{\Delta}_d$ - швидкість переміщення штока пружно-демпфуючого тягово-зчіпного пристрою.

Замінивши в рівнянні (24) $\dot{\vartheta}_{np}, \dot{\vartheta}_{mp} = \ddot{\Delta}_d$, отримаємо рівняння щодо взаємного переміщення трактора та причепа, вирішивши яку можна визначити застосування тягового зусилля у процесі роботи пружно-демпфуючого тягово-зчіпного пристрою.

$$\ddot{\Delta}_d = \frac{I}{m_{mp}} t - c_d \Delta_d \left(\frac{I}{m_{mp}} + \frac{I}{m_{np}} \right) - k_d \left(\frac{I}{m_{mp}} + \frac{I}{m_{np}} \right) \dot{\Delta}_d; \quad (25)$$

або

$$\ddot{\Delta}_d + 2E \dot{\Delta}_d + \gamma^2 \Delta_d = \frac{It}{m_{mp}}; \quad (26)$$

де $2E = k_d \frac{m_{np} + m_{mp}}{m_{np} m_{mp}}$ - коефіцієнт загасання, оскільки $\gamma > E^2$, коріння характеристичного рівняння дорівнюватиме $\kappa_{1,2} = -E \pm \mu i$, де $\mu = \sqrt{\gamma - E^2}$.

Отже,

$$\bar{\Delta}_d = e^{-Et} (c_3 \text{Sin} \mu t + c_4 \text{Cos} \mu t). \quad (27)$$

Приватне рішення неоднорідного рівняння матиме вигляд:
 $\Delta^*_d = A_1 t + B_1$; A_1 і B_1 – знайдемо, підставимо Δ^*_d у рівняння (26):

$$2EA_1 + \gamma^2(A_1 t + B_1) = \frac{lt + P_0}{m_{mp}}. \quad (28)$$

Звідки: $A_1 = I / (\gamma^2 m_{mp})$; $B_1 = P_0 \gamma^2 - 2EI / (\gamma^4 m_{mp})$.

Зважаючи на початкову умову: $t=0$; $\Delta_d=0$; $\dot{\Delta}_d = \mathcal{G}_0$, знайдемо C_3 і C_4 з рівняння (29):

$$\begin{cases} \Delta_d = e^{-Et} (c_3 \sin \mu t + c_4 \cos \mu t) + \frac{l\gamma^2 + P_0 \gamma^2 - 2EI}{\gamma^4 m_{mp}}; \\ \dot{\Delta}_d = -E e^{-Et} (c_3 \sin \mu t + c_4 \cos \mu t) + \mu e^{-Et} (c_3 \cos \mu t - c_4 \sin \mu t) + \frac{I}{\gamma^2 m_{mp}}; \end{cases} \quad (29)$$

отримаємо:

$$\begin{cases} 0 = c_4 + \frac{P_0}{\gamma^2 m_{mp}} - \frac{2EI}{\gamma^4 m_{mp}}; \\ \mathcal{G}_0 = c_3 \mu - c_4 E + I / (\gamma^2 m_{mp}); \end{cases} \quad (30)$$

Звідки

$$\begin{cases} c_4 = -\frac{P_0}{\gamma^2 m_{mp}} - \frac{2EI}{\gamma^4 m_{mp}}; \\ c_3 = -\frac{1}{\mu} \left(\mathcal{G}_0 - \frac{P_0 E}{\gamma^2 m_{mp}} + \frac{2E^2 I}{\gamma^4 m_{mp}} - \frac{I}{\gamma^2 m_{mp}} \right). \end{cases} \quad (31)$$

Тягове зусилля трактора складається з суми алгебри двох компонентів: реакції пружного зв'язку і реакції непружного опору демпфера, тобто:

$$P_{кр} = e^{-Et} (P_1 \sin \mu t + P_2 \cos \mu t) + I_1 t + P_3. \quad (32)$$

де $P_1 = (\Delta_d - k_d E) c_3 - k_d \mu c_4$; $P_2 = (\Delta_d - k_d E) c_4 - k_d \mu c_3$; $I_1 = \Delta_d I / (\gamma^2 m_{mp})$;
 $P_3 = (\Delta_d P + EI) \gamma^2 - 2\Delta_d EI / (\gamma^4 m_{mp})$.

Швидкість трактора та причепа визначаємо шляхом підстановки в рівняння (24) Δ_d і $\dot{\Delta}_d$, рівняння (29) та його інтегрування:

$$v_{mp} = \frac{I}{2m_{mp}} t^2 + \left(fg - \frac{c_d \Delta_d + P - k_d \dot{\Delta}_d}{m_{mp}} \right) t + \mathcal{G}_{mp0} \quad (33)$$

$$v_{np} = \left(fg + \frac{c_d \Delta_d - k_d \dot{\Delta}_d}{m_{np}} \right) t + \mathcal{G}_{np0} \quad (34)$$

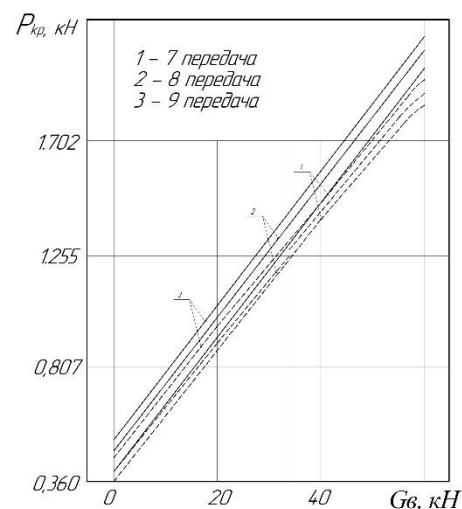
Процес стиснення закінчується при $S_{u,m} = l$ або $S_{u,m} = l - \zeta$.

Як видно рівність $S_{ц.м.} = l$ та $S_{ц.м.} = l - \xi$ одночасно є початковою умовою початку чи кінця будь-якого з трьох процесів, проте, щоб знати який процес почнеться, необхідно знати співвідношення швидкостей та прискорень зчіпних мас транспортного агрегату, що в аналітичному вигляді зробити практично неможливо.

Тому, щоб визначити всі показання одного циклу періодичних коливань цієї системи під час руху, прорахуємо цю модель, попередньо проаналізувавши і задаючи параметри тягово-зчіпного пристрою і всі співвідношення, що відповідають моментам переходу з одного процесу до іншого.

Початок вибору зазору ($S_{ц.м.} = l; v_{тр} > v_{пр}; S_{ц.м.} = l - \xi; v_{тр} < v_{пр}$); початок удару ($S_{ц.м.} = l; v_{тр} < v_{пр}; S_{ц.м.} = l - \xi; v_{тр} > v_{пр}$); початок стиску ($S_{ц.м.} = l; v_{тр} > v_{пр}$).

На підставі отриманого середнього значення тягового зусилля $P_{кр}$ будуються графічні залежності цієї величини від маси вантажу, що перевозиться (рис. 3, 4, 5). З графіків видно, що середні значення величини тягового зусилля транспортного агрегату збільшуються, зі збільшенням маси вантажу, що перевозиться в причепі, причому залежності зміни середньої величини тягового зусилля $P_{кр}$ в серійному тягово-зчіпному пристрою (показано суцільними лініями) проходять вище, ніж залежності середнього значення тягового зусилля $P_{кр}$ в пружно-демпфуючому тягово-зчіпному пристрою (показано пунктирними лініями) [8]. Так при русі транспортного агрегату ґрунтовою і сухою дорогою (рис. 3) з серійним тягово-зчіпним пристроєм середня величина тягового зусилля змінюється на 7 передачі від 0,406 до 1,837 кН, на 8 передачі від 0,455 до 1,878 кН, на 9 передачі від 9 до 4 від 0, а з використанням пружно-демпфуючого тягово-зчіпного пристрою середня величина тягового зусилля змінюється на 7 передачі від 0,400 до 1,500 кН, на 8 передачі від 0,430 до 1,600 кН, на 9 передачі від 0,448 до 1,659 кН.

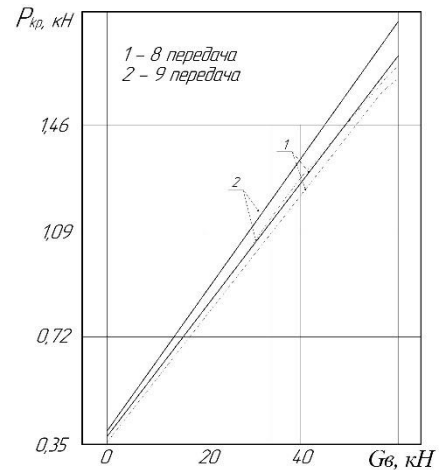


————— серійний тягово-зчіпний пристрій

----- пружно-демпфуючий тягово-зчіпний пристрій

Рисунок 3 - Теоретична залежність навантаження ($P_{кр}$) у тягово-зчіпному пристрої від маси вантажу під час руху транспортного агрегату ґрунтовою дорогою

На асфальтованому покритті (рис. 4) середня величина тягового зусилля $P_{кр}$ в серійному тягово-зчіпному пристрою змінюється під час руху транспортного агрегату на 8 передачі від 0,377 до 1,727 кН, на 9 передачі від 0,371 до 1,817 кН, на 9 передачі від 0,354 до 1,670 кН.

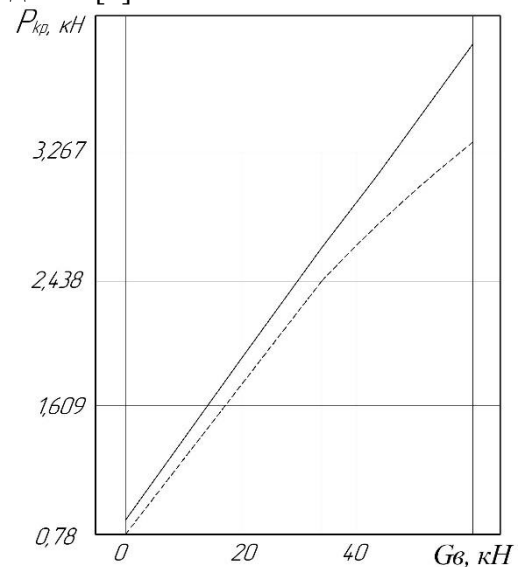


————— – серійний тягово-зчіпний пристрій

- - - - - – пружно-демпфуючий тягово-зчіпний пристрій

Рисунок 4 - Теоретична залежність навантаження ($P_{кр}$) у тягово-зчіпному пристрої від маси вантажу під час руху транспортного агрегату асфальтованою дорогою

На стерні (рис. 5) середня величина тягового зусилля $P_{кр}$ у серійному тягово-зчіпному пристрої змінюється на 7 передачі від 0,900 до 4,078 кН, пружно-демпфуючий тягово-зчіпний пристрій на 7 передачі від 0,783 до 3,358 кН. Збільшення величини імпульсу сил у тягово-зчіпному пристрої від швидкості руху транспортного агрегату пояснюється найбільше значення тягового зусилля $P_{кр}$ на підвищених передачах [9].



————— – серійний тягово-зчіпний пристрій

- - - - - – пружно-демпфуючий тягово-зчіпний пристрій

Рисунок 5 - Теоретична залежність навантаження ($P_{кр}$) у тягово-зчіпному пристрої від маси вантажу під час руху транспортного агрегату по стерні

Використання пружно-демпфуючого тягово-зчіпного пристрою дозволило знизити середню величину тягового зусилля при русі транспортного агрегату ґрунтовою сухою дорогою на 7 передачі на 7-9%, на 8 передачі на 8-9%, на 9 передачі на 8-13%, по асфальтованому шосе на 8 передачі на 4-8%, на 9 передачі на 4-8%, по стерні на 7 передачі на 12-17%.

Висновки.

Проведені теоретичні дослідження руху транспортного агрегату дозволили зробити такі висновки:

1. У процесі руху транспортного агрегату, трактор витрачає роботу на гасіння сили інерції причепа.

2. Сила інерції причепа є горизонтальною силою по відношенню до трактора і позначається на процесі руху транспортного агрегату однаково негативно незалежно від напрямку.

3. Імпульс сили інерції причепа залежить від амплітуди та частоти коливання причепа.

4. Для зменшення імпульсу сили інерції причепа необхідні технічні рішення, спрямовані на зменшення амплітуди та частоти коливання.

5. Обґрунтування параметрів пружньо-демпфуючого тягово-зчіпного пристрою з умов комфортабельності та плавності руху транспортного агрегату за обраною частотою коливань причепа дозволило зменшити середні значення тягового зусилля $P_{кр}$ на сільськогосподарських фонах від 7 до 17%.

Список літератури:

1. Калінін Є., Колеснік І., Наукова гіпотеза неусталеного руху тракторно-транспортного поїзда. Наукові доповіді XXII Міжнародної наукової конференції «Науково-технічні засади розроблення, випробування та прогнозування сільськогосподарської техніки і технологій», 23 вересня 2022 року, УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого; Україна, Дослідницьке, 2022. С. 124-127.
2. Власов О.В. Калінін Є.І. Визначення параметрів тягово-довантажувального пристрою до причепа енергетичного засобу. Наукове видання збірник тез доповідей XI всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих учених «Підвищення надійності машин і обладнання» 20-21 квітня 2017 року. С. 99-100.
3. Колеснік І.В. Критерии и оценочные показатели маневренности трактора на транспортных работах / И.В. Колесник // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2016. Vol. 18. No. 4. С. 73-77.
4. Колеснік І. Підвищення точності руху транспортного агрегата завдяки виконанню профілактичних робіт рульового керування / І. Колеснік // Техніко-технологічні аспекти та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наук. праць УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого. – Дослідницьке, 2017. – Вип. 21 (35). – С. 169 – 174.
5. Колеснік І.В. Визначення керованості транспортного агрегату в залежності від зміни маси вантажу / І.В. Колеснік, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2015. – Вип. 160 – С. 255 – 260.
6. Kalinin E. Optimization of machinery operation modes from the point of view of their dynamics / Evgeniy Kalinin, Mykhailo Shuliak, Ivan Koliesnik // Proceedings of ICCPT 2019, May 28-29, 2019. — Tern. : TNTU, Scientific Publishing House “SciView”, 2019. — P. 211–222.
7. Шуляк М. Л. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями / М. Л. Шуляк, А. Т. Лебедев, М. П. Артьомов, Є. І. Калінін // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. - 2016. - № 4. - С. 218-226.
8. Shulyak M.L. Експериментальне дослідження алгоритму керування режимами роботи транспортного агрегату / M.L. Shulyak, Lebedev A.T., Artyomov N.P., Maltsev V.P. // Системи управління, навігації та зв'язку. Збірник наукових праць. – Полтава: ПНТУ, 2017. – Т. 3 (43). – С. 38-42.
9. Шевченко І. О., Прокопенко Д. О. Покращення плавності ходу машинно-тракторних агрегатів та транспортно-технологічних агрегатів. Молодь і індустрія 4.0 в XXI столітті: матеріали XIX Міжнар. форуму молоді, 6-7 квіт. 2023 р. Харків: ДБТУ, 2023. С. 62.

References (transliterated):

1. Kalinin E., Kolesnik I., Scientific hypothesis of the tireless movement of the tractor-transport train. Scientific evidence from the 22nd International Scientific Conference “Scientific and technical developments of fragmentation, testing and forecasting of agricultural technology and technologies”, 23 June 2022, UkrNDIPVT and m. L. Pogorily; Ukraine, Doslidnytske, 2022. pp. 124-127.
2. Vlasov O.V. Kalinin E.I. The value of the parameters of the traction-and-pulling device is determined by the energy source. Scientific collection of the reports of the XI All-Ukrainian scientific and practical conference of students, postgraduate students and young scientists “Improving the reliability of machines and ownership” 20-21 quarter 2017. pp. 99-100.
3. Kolesnik I.V. Criteria and evaluation indicators of tractor maneuverability during transport operations / I.V. Kolesnik // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2016. Vol. 18.No. 4. pp. 73-77.
4. Kolesnik I. Improving the accuracy of the steering wheel of the transport unit as a result of preventive robots of the steering wheel / I. Kolesnik // Technical and technological aspects and testing of new equipment and technologies for the agricultural state of Ukraine: collection of sciences. prac UkrNDIPVT im. L. Pogorily. – Doslidnytske, 2017. – VIP. 21 (35). – P. 169 – 174.

5. Kolesnik I.V. The value of the keratinization of the transport unit in storage due to changing the mass of vantage / I.V. Kolesnik, M.L. Shulyak, I.O. Shevchenko // News of KhNTUSG im. P. Vasilenka. – Kharkiv: KhNTUSG, 2015. – Vip. 160 – pp. 255 – 260.
6. Kalinin E. Optimization of machinery operation modes from the point of view of their dynamics / Evgeniy Kalinin, Mykhailo Shuliak, Ivan Koliesnik // Proceedings of ICCPT 2019, May 28-29, 2019. - Tern. : TNTU, Scientific Publishing House “SciView”, 2019. - P. 211–222.
7. Shulyak M. L. Evaluation of the functioning of the agricultural unit based on dynamic criteria / M. L. Shulyak, A. T. Lebedev, M. P. Artyomov, E. I. Kalinin // Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes. - 2016. - No. 4. - P. 218-226.
8. Shulyak M.L. Experimental research on the algorithm for controlling modes of robots and transport units / M.L. Shulyak, Lebedev A.T., Artyomov N.R., Maltsev V.R. // Control, navigation and communication systems. Collection of scientific works. – Poltava: PNTU, 2017. – Т. 3 (43). – pp. 38-42.
9. Shevchenko I. O., Prokopenko D. O. Improving the smooth running of machine-tractor units and transport-technological units. Youth and industry 4.0 in the 21st century: materials of the 19th International Conference. youth forum, 6-7 quarters. RUR 2023 Kharkiv: DBTU, 2023. P. 62.

Надійшла (received) 18.12.2023 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Колеснік Іван Васильович (Koliesnik Ivan) – кандидат технічних наук, Національний університет біоресурсів і природокористування України, доцент кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4192-1773>; e-mail: ivankolesnik@nubip.edu.ua.

Калінін Євген Іванович (Kalinin Evgeny) – доктор технічних наук, професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, завідувач кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>; e-mail: kalinin@nubip.edu.ua.

Колеснік Юліана Ігорівна (Koliesnik Yuliana) – Державний біотехнологічний університет, аспірант кафедри тракторів і автомобілів, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9915-2455>; e-mail: julianakolesnik26@gmail.com

Шевченко Ігор Олександрович (Shevchenko Ihor) – кандидат технічних наук, доцент, Державний біотехнологічний університет, завідувач кафедри тракторів і автомобілів, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1280-5290>; e-mail: igorshvchnk@gmail.com