

## АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ РОЗПУШНИКІВ З ЖОРСТКОЮ ПІДВІСКОЮ

Леонід Пелевін, Богдан Мельниченко

Київський національний університет будівництва і архітектури,  
03680, Повітрофлотський пр-кт 31, Київ, Україна, e-mail: Bogdan-Melnichenko@mail.ru

## ANALYTICAL RESEARCH OF VIBRATION OF RIPPERS IS WITH STIFF SUSPENSION

Leonid Pelevin, Bogdan Melnichenko

Kyiv National University of Construction and Architecture,  
03680, Povitroflotsky Avenue, 31, Kyiv, Ukraine

**АНОТАЦІЯ.** Всі типи підвісок гусеничних тракторів, а також колісні машини мають спільний недолік – самовільне вертикальне переміщення робочого органа. Розташування зуба розпушника у просторі ви- значається пружними деформаціями гідромеханізму опускання стояка розпушника із зубом та дефор- маціями металоконструкцій машини. Проведено аналітичне дослідження коливань розпушника, для чого побудована достовірна динамічна модель розпушника з жорсткою підвіскою. Визначено залежності кута повороту навіски розпушника ДП-26С на базі гусеничного трактора Т-170, завдяки чому можна визна- чити відхилення зуба розпушника від горизонтальної траєкторії різання, викликані опорами ґрунту, при- кладеними до його ріжучої кромки.

**Ключові слова:** землерийна машина, розпушник, навіска робочого органа.

**АННОТАЦИЯ.** Все типы подвесок гусеничных тракторов, а также колесные машины имеют общий недостаток - самовольное вертикальное перемещение рабочего органа. Положение зуба рыхлителя в пространстве определяется упругими деформациями гидромеханизма опускания стойки рыхлителя с зубом и деформациями металлоконструкций машины. В ходе работы проведено аналитическое иссле- дование колебаний рыхлителя, для чего построена достоверная динамическая модель рыхлителя с жесткой подвеской. Определены зависимости угла поворота навески рыхлителя ДП-26С на базе гусе- ничного трактора Т-170, благодаря чему могут быть определены отклонения зуба рыхлителя от го- ризонтальной траектории резки, вызванные опорами ґрунта, приложенными к его режущей кромки.

**Ключевые слова:** землеройная машина, рыхлитель, навеска рабочего органа.

**SUMMARY. Purpose.** Conduct analytical studies have a ripper eases stiff suspension in the development of soil and determine tooth rozpushnyka deviation from a horizontal trajectory, caused by the resistance of soil that applied to its cutting edge **Methodology/approach.** For the analytical determination of static characteristics of vi- bration stress on your body of ripper was built it accurate dynamic model. **Findings.** We construct a graph of de- pendence of the angle gear control a ripper DP-26C versus time for a crawler tractor T-170. From which it follows that the maximum weights when exposed differences of tub about the first 30-40 seconds after immersion. The maximum deviation gear control account in the first 10 seconds after a tooth cavity in the array and is, in average, the value of the deviation is. **Research limitations/implications.** Identified in the course of determining coordi- nates of the equation change gear control ripper a random moment of time. What can be used for analytical re- search vibration frame your body any attachments develop a ripper that is installed on a base car with stiff sus- pension. **Originality/value.** To reduce the load on the metal and enhance life performance hydraulic gear control related to the deviation of the working body a ripper, it is appropriate to develop hydraulic pulse feeding your body, causing increased strength, impacting on the work environment and reduce efforts efforts on working body.

**Key words:** digging machine, a ripper, the hinge of the working body.

Подано 7.11.2013; прийнято 13.11.2013

## ВСТУП

Продуктивність розпушника значною мірою залежить від типу підвіски базової машини. Так, продуктивність розпушника з пружною підвіскою базової машини в 1,5 рази вища, ніж у розпушника з напівжорст- кою підвіскою за рахунок більш високої швидкості зворотного ходу [1].

Всі типи підвісок гусеничних тракторів, а також колісні машини мають спільний

недолік – самовільне вертикальне перемі- щення робочого органа у разі зміни зусиль на робочому органі.

У роботі [2] визначено залежності доти- чних і нормальних сил опорів ґрунту від заглиблення зуба розпушника у масив. Ви- ходячи із розрахунків при заглибленні робо- чого органа на глибину до 0,7м зміна доти- чних сил опору ґрунту варіює у межах 80- 420кН, а нормальних сил опору ґрунту – 80-(-100)кН.

МЕТА СТАТТІ

Провести аналітичне дослідження коливань розпушника з жорсткою підвіскою під час розроблення ґрунту і визначити відхилення зуба розпушника від горизонтальної траєкторії, викликані опорами ґрунту, які прикладено до його ріжучої кромки.

ВИКЛАД МАТЕРІАЛУ

Для аналітичного визначення статичних характеристик коливань навантаження на робочому органі розпушника необхідно побудувати його достовірну динамічну модель.

Землерийно-транспортна машина у загальному випадку може розглядатися як коливальна система із багатьма ступенями вільності [3]. Положення зуба розпушника у просторі визначається пружними деформаціями гідромеханізму опускання стояка розпушника із зубом та деформаціями металоконструкції машини.

При складанні диференціального рівняння коливної системи прийемо, що нижня рама нерухома відносно поверхні ґрунту і створює в'язку і сухе тертя ґрунту.

Ріжуча кромка ножа розпушника є точкою прикладання збуджуючої сили коливної системи і одночасно є достатньо ефективним гасником вимушених коливань, у зв'язку наявності в'язкого та сухого тертя ґрунту, які позначимо  $V_1$  і  $F_2$ .

Розглянемо розпушник (рис. 1) на базі гусеничного трактора. Розпушник виконаний без ресорної підвіски з жорсткими опорними катками і є системою, що складається з робочого органа з навіскою і базової машини. Робочий орган характеризується масою  $m_3$ , навісне обладнання – масою  $m_H$  та моментом інерції  $J_H$  відносно осі повороту  $L$ , а базова машина – масою  $m$ .

Привідний мотор характеризується величиною крутного моменту на вихідному валу привідної зірочки  $M$  та коефіцієнтом в'язкого тертя  $V_2$ .

Гідроциліндр керування опускання стояка розпушника має коефіцієнт жорсткості  $C_1$  і коефіцієнт в'язкого тертя  $V_1$ .

При роботі розпушника на коливання робочого органа і остова машини основний вплив мають коливання сил різання у зв'язку з неоднорідністю ґрунту та нерівністю транспортного шляху.

Таким чином, на розпушник, як динамічну систему, одночасно діють:  $R_{xi}$  і  $R_{yi}$  – дотична та нормальна сили різання ґрунту. Вказані входні дані утворюють коливання машини і його робочого органа.

Положення робочого органа колісного розпушника в повздовжній площині визначається двома координатами: вертикальним переміщенням  $Z$  центра ваги машини та кутом повороту  $\theta$  кругом центра мас.

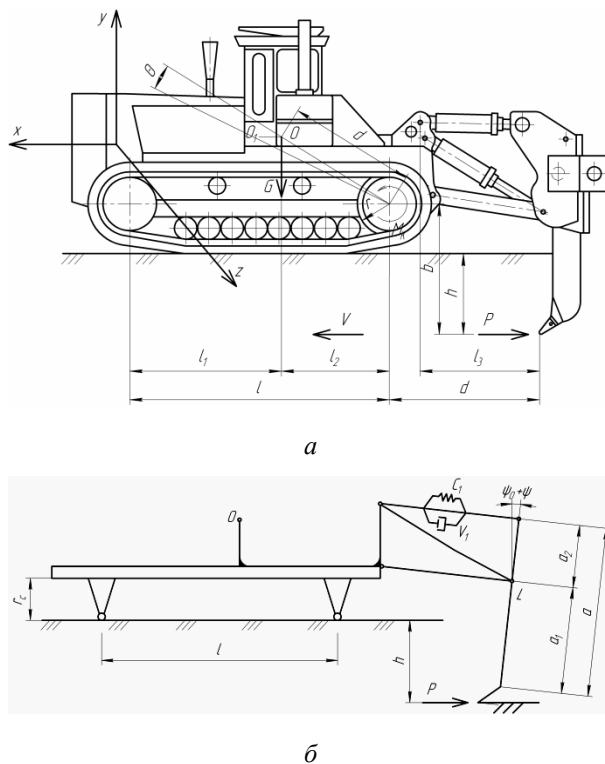


Рис. 1. Розрахункові схема коливань розпушника з жорсткою підвіскою: а) схема сил; б) динамічна схема

Fig. 1. Calculated oscillation circuit rozpushnyka stiff suspension: а) scheme forces; б) dynamic scheme

Диференціальні рівняння коливань складемо за допомогою рівняння Лагранжа II роду.

Рівняння Лагранжа II роду для системи з  $n$  степенями вільності, яким відповідають узагальнені координати  $q_j$  ( $j=1,2,\dots,n$ ), має вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) = - \frac{d\Pi}{dq_i} - \frac{d\Phi}{d\dot{q}_i} + Q_{Fi}, \quad (1)$$

де  $T$  – кінетична енергія системи;  $\Pi$  – потенційна енергія системи;  $\Phi$  – дисипативна енергія системи;  $Q_{Fi}$  – узагальнена збуджуюча сила.

З урахуванням того, що  $\partial\Pi/\partial q_j = 0$  вираз (1) приймає вигляд [1]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_K}{\partial \dot{q}_i} \right) = \frac{\partial T_K}{\partial \dot{q}_i} + Q_j, \quad (2)$$

де  $Q_j = Q_{j0} + Q_{j\delta} + Q_{Fj}$ .

В останньому виразі за допомогою  $Q_{j\delta} = -\partial\Pi/\partial q_j$  позначені зовнішні узагальнюючі сили, які викликані масою ланок, а  $Q_{Fj}$  характеризує зовнішню дію – сили  $P$ , яка прикладена до зуба стояка розпушника.

Використаємо вираз (2) для визначення рівнянь динаміки розпушника. Розглядаючи виконавчий механізм розпушника як систему з  $n$  твердих тіл, запишемо його кінетичну енергію  $T$  у вигляді суми кінетичних енергій ланок:

$$T = \sum_{i=1}^n T_i. \quad (3)$$

Кінетична енергія руху базової машини:

$$T_M = \frac{mV^2}{2}, \quad (4)$$

де  $m$  – маса базової машини;  $V$  – швидкість будь якої її точки.

Кінетична енергія руху навіски робочого органа розпушника:

$$T_H = \frac{m_H V_H^2}{2} + \frac{J_H \dot{\psi}^2}{2}, \quad (5)$$

де  $V_H$  – швидкість центру ваги навіски;  $J_H$  – момент інерції відносно осі, яка проходить через центр мас навіски;  $\dot{\psi}$  – кутові коливання навіски розпушника.

Оскільки момент інерції навіски відносно середини дорівнює:

$$J = \frac{ma^2}{12}, \quad (6)$$

де  $a = a_1 + a_2$  – довжина навіски розпушника. Вираз кінетичної енергії руху навіски з робочим органом (5) приймає вид:

$$T_H = \frac{m_H V^2}{2} + \frac{m_H (a_1 + a_2) \dot{\psi}^2}{24}. \quad (7)$$

Кінетична енергія руху зуба розпушника:

$$T_3 = \frac{m_3 (V^2 + \dot{\psi} a_1^2)}{2}, \quad (8)$$

де  $m_3$  – маса зуба розпушника.

Зовнішні сили:

Сила опору ґрунту руйнуванню:

$$P = P_B + P_{\text{бок}} + P_{\text{бок.зр}} + P_{\text{зн}} =$$

$$\varphi_p m_B b h + 2m_{\text{бок}} h^2 + 2m_{\text{бок.зр}} h + \eta_{\text{зн}} m_B b h.$$

Рушійні сили:

Момент на привідному колесі базової машини:

$$M_K = -R_P b + R_B d; \quad M_K / r < F_{TP}, \quad (9)$$

де  $F_{TP}$  – сила зчеплення машини з ґрунтом,  $r$  – радіус привідної зірочки.

Підставивши значення (4), (5), (8) у (3) отримаємо загальний вид виразу для знаходження кінетичної енергії розпушника:

$$T = \frac{mV^2}{2} + \frac{m_H V^2}{2} + \frac{J_H \dot{\psi}^2}{2} + \frac{m_3 (V^2 + \dot{\psi} a_1^2)}{2}, \quad (10)$$

де  $J_H = m_P L^2$ .

Прийнявши, що  $V = \dot{x}$ , вираз кінетичної енергії розпушника (10) отримає вигляд:

$$T = \frac{m\dot{x}^2}{2} + \frac{m_H \dot{x}^2}{2} + \frac{J_H \dot{\psi}^2}{2} + \frac{m_3 (\dot{x}^2 + \dot{\psi} a_1^2)}{2}. \quad (11)$$

Потенційна енергія системи відносно положення статичної рівноваги:

$$\Pi = c_1 J_P^2 \psi^2 \sin \psi, \quad (12)$$

де  $c_1$  – коефіцієнт жорсткості гідроциліндра зміни положення навіски.

Функція розсіювання кінетичної енергії або дисипативна функція:

$$\Phi = \frac{1}{2} V_1 J_P^2 \dot{\psi}^2 \sin^2 \psi, \quad (13)$$

де  $V_1$  - коефіцієнт, що враховує в'язки зв'язки гідроциліндра керування положення навіски.

Із рівняння (2) визначимо навантаження за характерними координатами та отримаємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} - \frac{\partial T}{\partial \psi} = Q_\psi. \end{cases} \quad (14)$$

Враховуючи, що:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \psi} = 0,$$

отримаємо рівняння швидкостей узагальнених координат:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m\dot{x} + m_p\dot{x} + m_3(\dot{x} + \dot{\psi}a_1); \quad (15)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = J_H\dot{\psi} + m_3(\dot{x} + \dot{\psi}a_1). \quad (16)$$

Після диференціювання рівнянь (15-16) отримаємо рівняння прискорень узагальнених координат:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m\ddot{x} + m_H\ddot{x} + m_3(\ddot{x} + \ddot{\psi}a_1); \quad (17)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = J_H\ddot{\psi} + m_3(\ddot{x} + \ddot{\psi}a_1). \quad (18)$$

Узагальнені зовнішні сили, що визначають зміну узагальнених координат, тобто:

$$Q_x = \frac{M_D}{R} - \frac{F_y b}{R}; \quad (19)$$

$$Q_\psi = c_1\psi a_2 - R_B a_1 \cos \psi - b_1 \cdot \dot{\psi} a_2. \quad (20)$$

Отримані вирази підставляємо в рівняння Лагранжа II роду і після відповідних перетворень отримаємо лінійні диференціальні рівняння коливань системи:

$$\begin{cases} \ddot{x}(m + m_H + m_3) + m_3\ddot{\psi}a_1 = \frac{M_D}{R} - \frac{F_y b}{R}; \\ \ddot{x}m_3 + \ddot{\psi}(J_H + m_3a_1) = c_1\psi a_2 - \\ - R_B a_1 \cos \psi - b_1 \cdot \dot{\psi}, \end{cases} \quad (21)$$

де  $F_y$  - проекція сили заглиблення зуба в ґрунт;  $M_D$  - рушійний момент на колесах базового трактора;  $R$  - радіус привідної зірочки гусениці базової машини;  $m$  - маса базової машини;  $m_H$  - маса навісного об-

ладнання;  $m_3$  - маса робочого органа розпушника;  $b_1$  - коефіцієнти в'язкого тертя;  $c_1$  - жорсткість гідроциліндра керування навіскою.

Із першого рівняння системи (21) виразимо значення  $\ddot{x}$ :

$$\ddot{x} = \frac{K_1 - \ddot{\psi}m_3a_1}{m + m_H + m_3} \quad (22)$$

та підставимо його в друге рівняння, тоді отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{K_1 - m_3\ddot{\psi}a_1}{m + m_H + m_3}m_3 + \ddot{\psi}(J_H + m_3a_1) = \\ = c_1\psi a_2 - R_B a_1 \cos \psi - b_1 \cdot \dot{\psi}, \end{aligned} \quad (23)$$

де  $K_1 = \frac{M_M}{R} - \frac{F_y b}{R}$ .

Після відповідних перетворень отримаємо:

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} \left( J_H + m_3a_1 - \frac{m_3a_1}{m + m_H + m_3} \right) = c_1\psi a_2 - \\ - R_B a_1 \cos \psi - b_1 \cdot \dot{\psi} - \frac{K_1}{m + m_H + m_3}. \end{aligned} \quad (24)$$

Для чисельного вирішення рівняння (24)

введемо заміну  $\psi = x_0$ ;  $\frac{d\psi}{dt} = x_1$ .

$$\frac{dx_1}{dt} = \frac{c_1x_1a_2 - R_B a_1 \cos(x_1) - b_1 \cdot x_1 - \frac{K_1}{m + m_H + m_3}}{J_H + m_3a_1 - \frac{m_3a_1}{m + m_H + m_3}}. \quad (25)$$

Отримане рівняння (25) описує зміну визначальних координат  $\psi(t)$  навіски розпушника у довільний момент часу.

Під час чисельного вирішення рівняння (25) приймалися значення для розпушника ДП-26С на базі трактора Т-170 (рис.2):

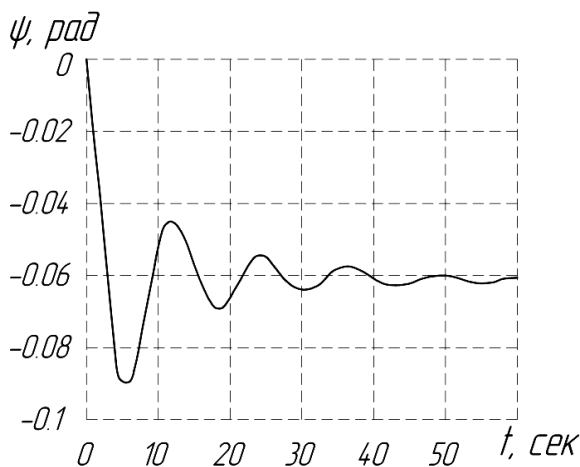
- маса базового трактора  $m=15000$  кг;
- маса навісного обладнання  $m=500$  кг;
- маса зуба розпушника  $m=30$  кг;
- момент інерції навіски  $J_H=75$  кг×м<sup>2</sup>.

Чисельний розв'язок отриманої залежності проводився із застосуванням програмного продукту «Mathcad V14». Результати перебігу процесу наведено на рис. 3, де визначені результати динаміки розпушника з жорсткою підвіскою.



**Рис. 2.** Розпушник ДП-26С на базі гусеничного трактора Т-170

**Fig. 2.** The ripper DP-26C on a base caterpillar T-170



**Рис. 3.** Залежності зміни кута повороту навіски розпушника

**Fig. 3.** Dependences of the rotation angle gear control of the ripper

## ВИСНОВКИ

Таким чином, в ході роботи визначено рівняння зміни визначальних координат  $\psi(t)$  навіски розпушника у довільний момент часу. Його можна застосовувати для аналітичного дослідження коливань рами робочого органа будь-якого навісного розпушника, що встановлено на базову машину з жорсткою підвіскою.

Побудовано графік зміни залежності кута нахилу навіски розпушника ДП-26С залежно від часу на базі гусеничного трактора Т-170. З графіка визначається, що навіс-

ка максимально піддається перепадам коливання приблизно в перші 30...40 секунд після початку заглиблення. Максимальне відхилення навіски припадає в перші 10 секунд після початку заглиблення зуба в масив і становить  $\psi = 4^{\circ}82'$ . В середньому ж значення відхилення становить  $\psi = 3^{\circ}41'$ .

Таким чином, для зменшення навантажень на металоконструкції та підвищення терміну працездатності гідроциліндрів навіски, які пов'язані з відхиленням робочого органа розпушника, доцільним є розробка гідроприводу імпульсної подачі робочого органа, в наслідок чого збільшиться силовий вплив на робоче середовище і зменшиться зусилля на робочу органі.

## ЛІТЕРАТУРА

1. **Карабанов И.И.** О выборе типа подвески для гусеничного трактора / Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1964.
2. **Фомин А.В., Пелевин Л.Е., Мельниченко Б.Н.** Стабилизация режима заглиблення робочого органа рыхлителя. Вестник харьковского национального автомобильно-дорожного университета. Выпуск № 57, 2012, с.174-179.
3. **Тарасов В.Н.** Динамика систем управления рабочими процессами землеройно-транспортных машин. – Омск.: Изд-во Западно-сибирское книжное издательство. 1975. – 181с.

## REFERENCES

1. **Karabanov I.I., 1964.** O vybore tipa podveski dlja gusenichnogo traktora [On the choice of the type of suspension for a crawler tractor]. Traktiry i selkhoz mashyny [Tractors and farm machinery].
2. **Fomin A.V., Pelevin L.E., Melnichenko B.N., 2012.** The stabilization of the mode of penetration of the working body of ripper [The stabilization of mode penetration working body ripper]. Vestnik kharkovskogo natsyonalnogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta [Bulletin of the Kharkov National Automobile and Highway University], no.57, 174-179.
3. **Tarasov V.N., 1975.** Dynamika system upravlenija rabochimi prochesami zemlerojno-transportnykh mashyn [Dynamics of systems management workflow Earthmoving machinery]. Omsk, Zapadno-sibirskoe Publ., 181.