

крепится нож, имеет три степени свободы относительно корпуса фрезы. Основной проблемой при эксплуатации инструмента с подвижными элементами является фиксация движущихся частей во время разгона. С целью определения условий устойчивой его работы на этапах разгона и торможения фрезы или в процессе резания требуется исследование распределения действующих на него сил, включая силы инерции. В результате расчетов была получена зависимость минимально допустимого коэффициента трения в процессе разгона фрезы.

Abstract

THE MILLING WOODCUTTING TOOL WITH CHANGEABLE ANGLES OF CUTTING AND THE CONDITION OF ITS WORKING CAPACITY

Grishkevich A. A., Vikhrenko V. S., Garanin V. N.

The article deals with a new design of the adaptive milling tool having the ability to change the edge inclination, the cutting and back angles, and the edge inclination in the radial direction (transition from cylindrical to conic milling). Segment assembly on which the blade is fixed has three degrees of freedom relative to the mill body. The main problem when operating the instrument with moving parts is to fix the moving parts during acceleration. For the purpose of determining the conditions of its stable operation during acceleration and deceleration of the mill or cutting process the study of the distribution of acting forces, including inertia forces is required. The dependence of the minimum coefficient of friction during acceleration of the mill was obtained on the basis of calculations.

УДК 629.1.01

ДОСЛІДЖЕННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ НАПІВПРИЧЕПУ

Калінін Є.І., к.т.н., доцент, Шуляк М.Л., к.т.н., доцент,
Поляшенко С.О., к.т.н., доцент

*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

В роботі розглядається питання про вплив наявності підвіски напівпричепу на характер його коливань. Проведений порівняльний аналіз схем з урахуванням підвіски та без неї.

Вступ. Опис процесу кочення еластичного колеса за допомогою рівнянь статички і витрат потужності не дозволяють отримати повного уявлення про

роботу такої складної статично невизначеної системи, якою є еластичне колесо. Рівняння силового та потужностного балансів містять більше невідомих, ніж рівнянь, потрібних для їх визначення. Для точного розв'язання задачі необхідні додаткові рівняння можна отримати з розгляду роботи оболонки шини, представленої навіть у вигляді спрощеної розрахункової схеми. Такий підхід дозволяє оцінити вплив конструкції і матеріалу окремих елементів шини на основні зовнішні характеристики колеса. Однак такі розв'язання є досить складними, і тому на практиці широко використовується метод розгляду зовнішньої механіки колеса, що дозволяє отримати експериментально-аналітичний зв'язок між його основними зовнішніми характеристиками. Цей метод заснований на спільному розв'язанні рівнянь силового і потужностного балансів колеса, а також введення ряду величин за визначенням і обґрунтованих припущень. Такий підхід дозволяє оцінити вплив параметрів еластичного колеса на роботу всього енергетичного засобу.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Відомо, що при деяких режимах руху транспортного засобу по дорогах можуть виникнути горизонтально-поперечні коливання – «вихляння». Основна причина зазначеного явища – деформованість шин [1], для врахування якої можуть бути використані відомі теорії І. Рокара, Дж. Г. Грейданса, М. В. Келдиша [2]. Найбільшого поширення в силу її простоти отримала теорія І. Рокара.

Мета та постановка задачі. В даній роботі ставиться завдання дослідження горизонтально-поперечних коливань одного типу напівпричепа із застосуванням теорії бічного відведення Рокара.

Вирішення задачі. Схема напівпричепа показана на рис. 1. Розглядається обернена задача, тобто приймаємо, що точка зчипки нерухома, а поверхня дороги подається під колеса з постійною швидкістю v .

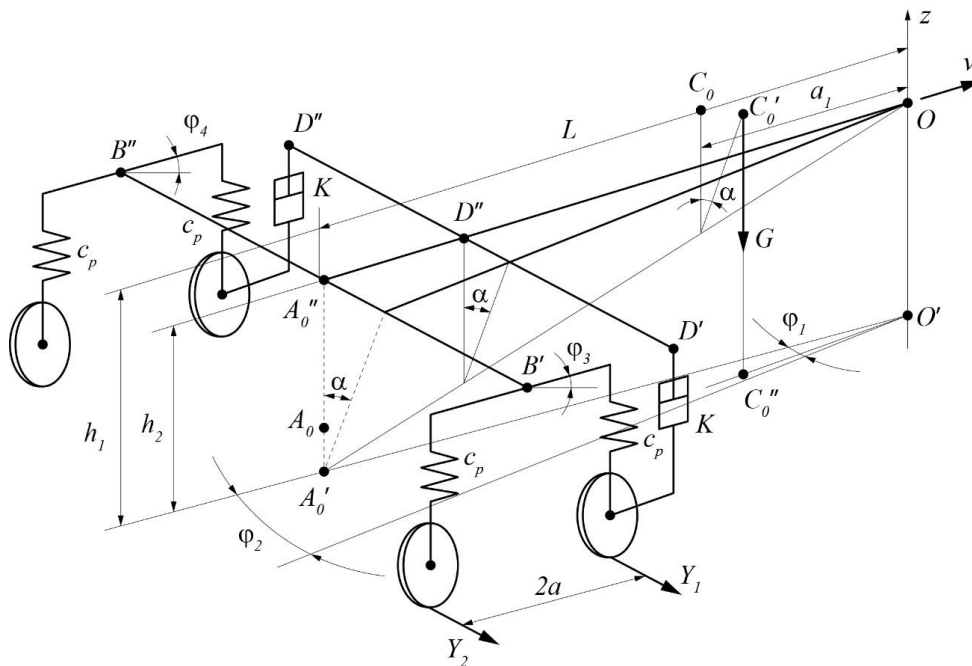


Рисунок 1 – Схема горизонтально-поперечних коливань напівпричепа

Коливання напівпричепа приймаються достатньо малими, зазорів в зчіпному пристрої немає, а кочення шин по дорозі відбувається без прослизання.

Ресори незалежної балансірної підвіски напівпричепа прийемо у вигляді твердих балок, що мають можливість вільно обертатися навколо вісі $B'B''$, з пружними елементами жорсткості c_p на кінцях. Амортизатори з коефіцієнтами опору K кріпляться до осей передніх коліс і до кузова напівпричепа в точках D' і D'' .

Напівпричіп представлений чотирьохмасовою системою: маса M_1 підресореної частини напівпричепа розташована в точці C_0 (при невідхиленому положенні кузова напівпричепа) на висоті h_1 від поверхні дороги; маса M_2 невідресорених частин, які в нашому випадку представлені масами чотирьох коліс, розташована в точці A_0 ; m_1 та m_2 – маси ресор, розташованих в точках B' та B'' .

Характерною особливістю напівпричепа є те, що його підресорена частина, яка жорстко пов'язана з дишлом, являє собою тверде тіло, що шарнірно закріплене в точці зчіпки. Тому вісь крену повинна проходити через точку O . З іншого боку, для напівпричепа з незалежною балансірною підвіскою точка A'_0 розташовується в площині дороги [3]. Отже, підресорена частина напівпричепа через наявність підвіски може здійснювати поперечні коливання навколо вісі крену OA'_0 .

Передбачається, що положення вісі крену постійне незважаючи на перерозподіл навантажень на колеса. Кут крену рами напівпричепа, заміряний в вертикальній площині, що проходить через точку A_0 , позначений α . Цей кут виражається через φ_1 і φ_2 , де φ_1 – координата, що визначає відхилення центру мас M_1 від нейтрального положення, φ_2 – координата, що визначає відхилення проекції точки A_0 на опорній поверхні від нейтрального положення поздовжньої вісі напівпричепа. З рис. 1 можна визначити залежність кута крену α від координат φ_1 і φ_2 :

$$\alpha = \frac{L}{h_2}(\varphi_2 - \varphi_1), \quad (1)$$

де L – база напівпричепа.

Введено також φ_3 і φ_4 – координати кутів повороту правої і лівої ресори навколо вісі $B'B''$. Приріст Δh_1 запишеться через координати φ_1 і φ_2 на підставі (1) наступним чином:

$$\Delta h_1 = \frac{L^2}{2h_2^2} \left(h_1 - h_2 \frac{L - a_1}{L} \right) (\varphi_2 - \varphi_1)^2. \quad (2)$$

З урахуванням (1) та (2) вирази кінетичної і потенційної енергій і дисипативної функції системи мають вигляд:

$$T = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^4 I_i \dot{\varphi}_i^2 + E(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1)^2 \right], \quad (3)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} c_p \frac{a^2}{2} (\varphi_3^2 + \varphi_4^2) + \frac{1}{2} \left[c_1 - M_1 g \frac{L^2}{2h_2^2} \left(h_1 - h_2 \frac{L - a_1}{L} \right) \right] (\varphi_2 - \varphi_1)^2, \quad (4)$$

$$R = \frac{1}{2} k_1 (\varphi_2 - \varphi_1)^2, \quad (5)$$

де

$$E = L^2 \left(1 + \frac{B_2^2}{4h_2^2} \right) (m_1 + m_2); \quad (6)$$

$$c_1 = \frac{B_1^2 L^2}{h_2^2} c_p; \quad (7)$$

$$k_1 = \frac{B_2^2 L^2}{2h_2^2} k_\delta, \quad (8)$$

B_1 – ресорна колія; B_2 – відстань $D'D''$; I_1 і I_2 – моменти інерції підресореної і непідресореної частин напівпричепа відносно вісі z ; I_3 , I_4 – моменти інерції ресор відносно вісі гойдання ресор.

Відповідно до теорії І. Рокара [4] деформований пневматик прийнятий у вигляді жорсткого диска, наділеного властивістю бічного відведення. Отже, до даної системи додатково включені дві сили бічного відведення Y_1 і Y_2 передньої і задньої пари коліс, які визначаються наступним чином:

$$Y_1 = k \left(\frac{L - a}{v} \varphi_2 + \varphi_2 \right), \quad (9)$$

$$Y_2 = k \left(\frac{L + a}{v} \varphi_2 + \varphi_2 \right), \quad (10)$$

де k – коефіцієнт опору боковому відведенню.

Узагальнені сили, які діють на напівпричеп, на основі рівняння (4) будуть дорівнювати:

$$Q_2 = -k \left(\frac{L^2 + a^2}{v} \varphi_2 + 2L\varphi_2 \right), \quad Q_1 = 0. \quad (11)$$

На основі (3) та (5) рівняння Лагранжу II-го роду представляється у вигляді:

$$A\ddot{\bar{X}} + B\dot{\bar{X}} + C\bar{X} = 0$$

$$\bar{X} = \begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{pmatrix} \quad (12)$$

$$I_i \varphi_i + c_p \frac{a^2}{2} \varphi_i = 0, \quad i = 3, 4$$

де

$$A = \begin{pmatrix} I_1 + E & -E \\ -c_2 & c_2 + 2kL \end{pmatrix}, \quad (13)$$

$$B = \begin{pmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k \frac{L^2 + a^2}{v} \end{pmatrix}, \quad (14)$$

$$C = \begin{pmatrix} c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 + 2kL \end{pmatrix}, \quad (15)$$

$$c_2 = c_1 - M_1 g \frac{L^2}{2h_2^2} \left(h_1 - h_2 \frac{L - a_1}{L} \right). \quad (16)$$

Останні два рівняння системи (12) відокремилися. Це говорить про те, що коливання ресор кінематично не пов'язані з коливаннями підресореної і невідресореної мас.

Надалі будемо розглядати тільки перші два рівняння системи (12), що описують горизонтально-поперечні коливання напівпричепа:

$$A\ddot{\bar{X}} + B\dot{\bar{X}} + C\bar{X} = 0. \quad (17)$$

Система (17) є лінійною системою диференціальних рівнянь з постійними коефіцієнтами. При виконанні умов симетричності і позитивної визначеності матриць A , B і C система буде асимптотично стійкою [5].

Перевірка цих умов приводить до критерію стійкості виду:

$$c_1 > M_1 g \frac{L^2}{2h_2^2} \left(h_1 - h_2 \frac{L - a_1}{L} \right). \quad (18)$$

З (18) видно, що збільшення висоти центру підресореної маси або величини підресореною маси може призвести до порушення стійкості і перекидання напівпричепа. Зменшення вертикальної жорсткості ресор також призводить до втрати стійкості руху напівпричепа.

При виконанні умови (18) розв'язанням системи (17) буде затухаючий коливальний процес або монотонне прагнення координат φ_1 і φ_2 до нейтрального положення.

Особливий інтерес представляє випадок заблокованою підвіски ($\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$). В цьому випадку виведення системи диференціальних рівнянь, що описують горизонтально-поперечні коливання, приводить до рівняння виду:

$$(I_1 + I_2)\ddot{\varphi} + k \frac{L^2 + a^2}{v} \dot{\varphi} + 2kL\varphi = 0. \quad (19)$$

Декремент згасання, який визначається цим рівнянням, дорівнює:

$$D = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{8L(I_1 + I_2)}{k(L_2 + a^2)^2} v^2 - 1}}. \quad (20)$$

Порівняння декрементів згасання для схеми із заблокованою підвіскою з декрементами згасання координати φ_2 системи (17) дає можливість з'ясувати вплив підвіски на характер досліджуваної стійкості напівпричепа.

Для ілюстрації використання викладеної методики розглянута модельна схема з наступними значеннями параметрів [6]:

$E = 2126 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $I_1 = 123215 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $I_2 = 14361 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $M_1 = 4500 \text{ кг}$; $c_p = 225000 \text{ кг/с}^2$; $c_1 = 12155500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{с}^2$; $L = 7,35 \text{ м}$; $k_1 = 982220 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{с}$; $h_1 = 2,75 \text{ м}$; $a_1 = 0,605 \text{ м}$; $h_2 = 1,05 \text{ м}$; $v = 22 \text{ м/с}$.

Коефіцієнт опору бічному відведенню k був прийнятий на рівні $176580 \text{ кг}\cdot\text{м/рад}\cdot\text{с}^2$.

Чисельний розрахунок системи (17) при різних значеннях v і k , і фіксованих інших параметрах показав, що збільшення швидкості і зменшення коефіцієнта опору бічному відведенню призводить до збільшення часу згасання горизонтально-поперечних коливань напівпричепа і, отже, сприяє виникненню і підтримці цих коливань. Лімітаційна швидкість [1] дорівнює приблизно 8 м/с .

На рис. 2 наведені розв'язки системи (17) при різних значеннях c_1 . З графіка видно, що при швидкості руху 22 м/с напівпричіп здійснює затухаючі (горизонтальні) коливання.

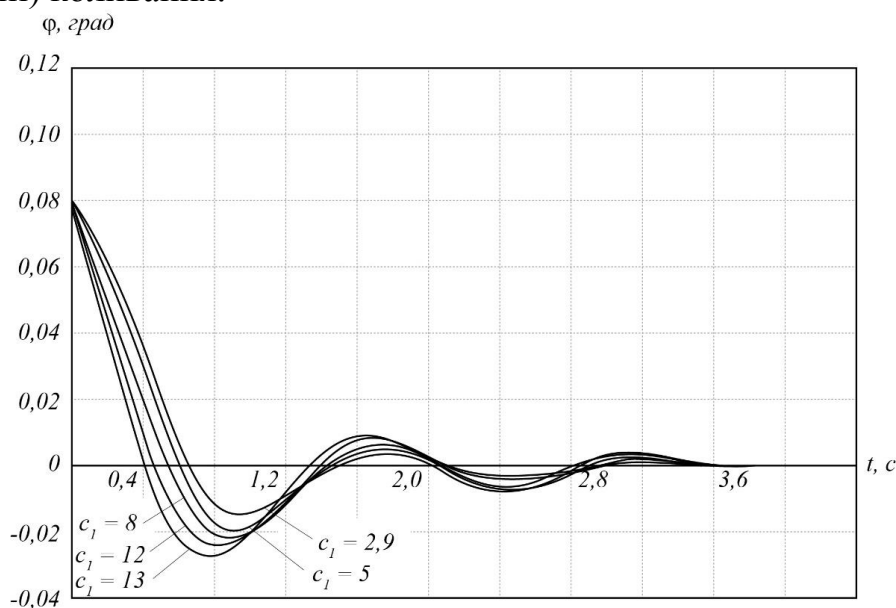


Рисунок 2 – Поведінка координати φ_2 в залежності від часу для різних значень приведеної вертикальної жорсткості ресори c_1

Результати розрахунку декрементів для розглянутих схем наведені на рис. 3.

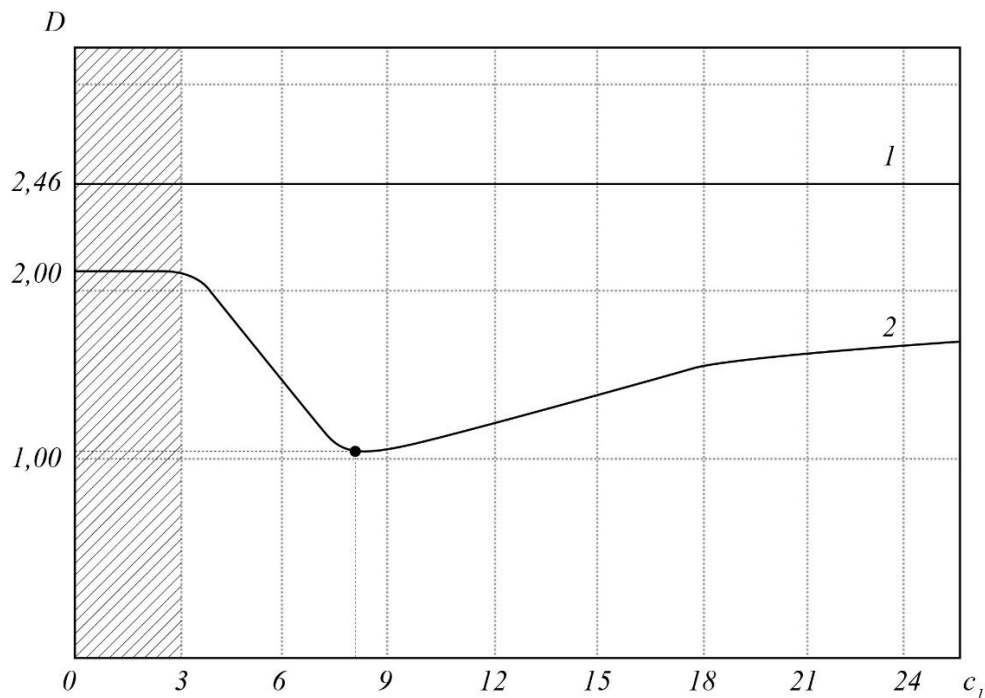


Рисунок 3 – Залежність декременту згасання координати φ_2 від вертикальної жорсткості ресори c_1 :

1 – заблокована підвіска ($D = const$); 2 – робоча підвіска; $c_1 < 2,9$ – зона нестійкого руху напівпричепу

Висновки. На підставі отриманих чисельних розв'язань на ПК системи (17) були визначені декременти згасання D_2 координати φ_2 для відповідних значень параметра c_1 . Поряд з цим було визначено декремент згасання D за формулою (20). З рис. 3 впливає (крива 2), що зменшення приведеної вертикальної жорсткості ресори до значення близько $8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{с}^2$ призводить до зменшення декременту згасання, або що те ж саме, до погіршення стійкості.

Подальше зменшення c_1 до $2,9 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{с}^2$ (що відповідає $c_2 \approx 0$) призводить до збільшення декременту згасання, або до підвищення стійкості, що цілком узгоджується з висновками деяких авторів про те, що введення (урахування) підвіски покращує стійкість причіпного пристрою.

Розрахунок показав також, що декремент згасання, обчислений для схеми із заблокованою підвіскою, більше будь-якого декременту, обчисленого для схеми з урахуванням підвіски. Даний висновок підтверджує думку, що підвіска погіршує стійкість руху причіпного пристрою, в ряді випадків сприяє виникненню і підтримці його горизонтально-поперечних коливань.

Список використаних джерел

1. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда / Я.Х. Закин. – М.: Транспорт, 1967. – 356 с.

2. Неймарк Ю.И. Динамика неголономных систем / Ю.И. Неймарк, Н.А. Фуфаев. – М.: Наука, 1967. – 520 с.
3. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля и его колебания / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1960. – 356 с.
4. Рокар И. Неустойчивость в механике. Автомобили. Самолеты. Висячие мосты / И. Рокар. – М.: Иностранная литература, 1959. – 288 с.
5. Гантмахер Ф.Р. Лекции по аналитической механике / Ф.Р. Гантмахер. – М.: Наука, 1966 – 300 с.
6. Кобылянский И. Полуприцепы и их динамические характеристики / И. Кобылянский // Автомобильный транспорт. – 1963. – №4. – С. 13-15.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПОЛУПРИЦЕПА

Калинин Е.И., Шуляк М.Л., Поляшенко С.А.

В работе рассматривается вопрос о влиянии наличия подвески полуприцепа на характер его колебаний. Проведён сравнительный анализ схем с учетом подвески и без нее.

Abstract

STUDY OF HORIZONTAL AND TRANSVERSE VIBRATIONS SEMITRAILER

Y. Kalinin, M. Shulyak, S. Polyashenko

The article describes the impact of the presence of the semitrailer suspension on the nature of its vibrations. The comparative analysis of schemes based on the suspension, and without it.

УДК 621.891:620.179

ВПЛИВ ШВИДКОСТІ КОВЗАННЯ ТА ЗБЛИЖЕННЯ В ТРІБОСПОЛУЧЕННІ НА ЧАСТОТУ ІМПУЛЬСІВ АКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ

Літовка С.В., к.т.н., доц.

*(Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка)*

Проведено теоретичне дослідження частоти імпульсів акустичної емісії як функції швидкості ковзання та зближення поверхонь у трібосполученнях машин лісового комплексу. Показано, що при збільшенні швидкості ковзання