

З (27) та (28) після підстановки значень φ_1 та φ_2 знаходять вирази тригонометричних параметрів кута нахилу матеріалу між барабанами як функції кутів повороту останніх.

Як наслідок, і динамічні параметри системи можна подати у вигляді безперервних за кутами повороту барабанів функцій:

$$T_1 = J_1 \frac{d^2 \Phi_1}{dt^2} - F(r_{01} + r_1 \sin(\varphi_1 - \gamma)) \quad (33)$$

$$F(r_{02} + r_2 \sin(\varphi_2 - \gamma)) = J_2 \frac{d^2 \Phi_2}{dt^2} + T_2 \quad (34)$$

Тут використано прийняті в [1] позначення: J_j – моменти інерції барабанів; T_j – крутні моменти, прикладені до барабанів; F – зусилля натягу матеріалу, що надалі виражається через його деформацію.

Висновки. Отже, одержане безперервне математичне представлення динамічної намотувальної системи з кусково-безперервними параметрами. Модель перевіряли за крайнього стану, коли поперечний переріз барабана має форму круга; одержані залежності набули класичного вигляду і стали повністю адекватними для намотувальної системи з циліндричними барабанами.

1. Парнес М.Г. Расчет и конструирование намоточных станков. – М., 1975. 2. Скороходов Е.А., Билибин К.И. Механизация и автоматизация производства обмоток электроэлементов. – М., 1978. 3. Будзан В.І. Обґрунтування параметрів натяжної частини експериментальної установки для дослідження відкритої намотувальної системи з компенсатором // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2001. – № 434. – С. 10–15. 4. Будзан В.І., Віннік В.М. Методика знаходження силових та кінематичних співвідношень у намотувальних системах з двома некруглими барабанами // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2005. – № 539. – С. 8–12

УДК 621.01:621-868

О.В. Гаврильченко, О.С. Ланець, В.М. Гурський, Я.В. Шпак
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автоматизації та комплексної механізації
машинобудівної промисловості

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ПРОСТОРОВИМ РУХОМ РОБОЧОГО ОРГАНУ, СТВОРЕНОЇ НА ОСНОВІ ТЕОРІЇ СИНФАЗНИХ КОЛИВАНЬ

© Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Гурський В.М., Шпак Я.В., 2006

Проаналізовано амплітудно-частотні характеристики тримасової коливальної системи вібраційної машини об'ємної обробки з електромагнітним приводом. Розглянуто перехідний режим роботи до усталеного синфазного руху, побудовано фазові портрети системи для перехідного та усталеного режимів роботи.

This article describes the analysis of – frequency descriptions of peaks of the vibratory machine of volumetric processing with electromagnetic vibrator. Transient behavior of work is considered to a withstand co – phase motion. The portraits of phases of the system are built for transient and withstand behaviors of work.

Вступ. Вібраційне обладнання з коловими електромагнітними вібраторами та просторовим рухом робочого органу [1] можна використати як для механічної обробки деталей

(поверхневе зміцнення, зняття задирок та облою, шліфування, полірування, нанесення покриття тощо), так і для виконання таких технологічних операцій, як сепарування, просіювання, змішування в різноманітних галузях промисловості. Складний рух робочого органу утворюється під час накладання колового горизонтального та кутового переміщення. В конструкціях таких машин реалізовано синфазний рух коливальних мас в силовому збуренні, що досягається певним підбором інерційних параметрів реактивної коливальної маси [2] та розрахунком параметрів жорсткості пружного стрижня, одночасно забезпечуючи необхідну частоту власних коливань механічної системи [3]. Цікавим фактом також є те, що ефективність використання таких машин на низьких частотах (до 20 Гц) змушувальної сили спричиняють невеликі потужності електромагнітного приводу для досягнення необхідних амплітуд коливань робочого органу та отримання оптимальних конструктивних параметрів пружних елементів. Необхідність конструювання таких машин на низьких частотах вібрації викликана високими інерційними параметрами коливальних мас та необхідністю зниження рівня шуму під час роботи обладнання.

Постановка проблеми. Дослідження синфазного руху за умов холостого ходу та під час завантаження робочого органу висвітлено в [2], де розглядався тільки усталений режим їх роботи. З'ясування ділянки встановлення синфазного руху (перехідний процес) до усталеного режиму роботи та аналіз АЧХ тримасової коливальної системи вібраційної машини ще не завершено.

Аналіз останніх досліджень. Досліджено перехідні процеси в коливальних механічних системах. Відмінною рисою систем, що реалізують запропоновані вібраційні машини, є наявність синфазного руху мас, перехідні режими роботи яких ще не аналізували.

Постановка задачі. Мета статті – дослідження і аналіз перехідного режиму роботи вібраційної машини до встановлення синфазного руху коливальних мас, побудова та аналіз АЧХ та фазових портретів за шістьма ступенями вільності коливальних мас.

Динамічна та математична моделі тримасової вібраційної машини. Для дослідження динамічних характеристик розглянемо вібраційну машину, в якій складний рух робочого органу забезпечує просіювання (сепарацію) продукту. Її динамічна модель (рис. 1) реалізована за тримасовою схемою, де силове збурення відбувається між проміжною та реактивною масою, відповідно до інерційних параметрів масами – m_2 і m_3 та моментами інерції – J_2 та J_3 відносно горизонтальних осей, що проходять через їхні центри мас O_2 та O_3 . Маховик з інерційними параметрами m_1 , J_1 кінематично збурюється від руху проміжної маси через вертикальну пружну систему у вигляді одного стрижня з параметрами жорсткості: c_{1x} – під час лінійного переміщення, $c_{1\varphi}$ – під час повороту на певний кут та c_1 – внаслідок взаємовпливу лінійних переміщень і повороту на певний кут. Робочий орган у таких конструкціях розміщується, як правило, за периметром проміжної маси. Крім того, проміжна маса машини встановлена на плиту через віброізолятори, що вимагає врахування їхньої жорсткості у математичній моделі.

Проміжна і реактивна коливальні маси віброізолювані між собою гумовими пружними кільцями із жорсткостями c_{2x} за лінійною та $c_{2\varphi}$ за кутовою координатами. Нехтуючи жорсткостями c_{2x} , $c_{2\varphi}$ гумових кілець, з урахуванням відомих інерційних параметрів m_2 , J_2 та m_1 , J_1 відповідно проміжної коливальної маси та маховика, значення m_3 реактивної коливальної маси розраховують, використовуючи ефект “нульової жорсткості” за [2]:

$$m_3 = \frac{(1 - z^2)(m_2 + m_1)m_2}{z^2(m_2 + m_1) - m_2}, \quad (1)$$

де z – резонансне налагодження тримасової механічної коливальної системи вібраційної машини, причому $z = 0.99$.

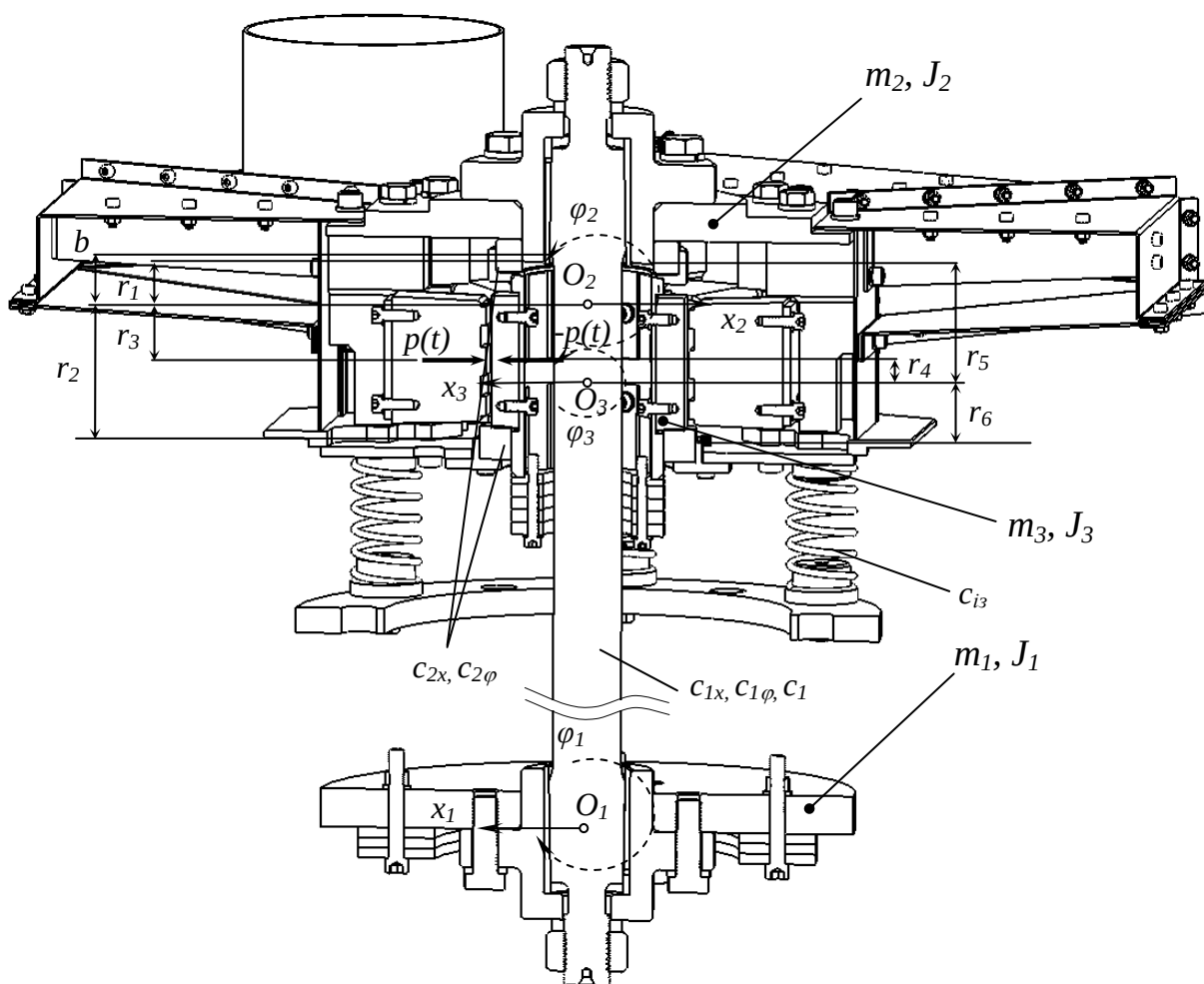


Рис. 1. Динамічна модель вібраційної машини об'ємної обробки з електромагнітним приводом та просторовим рухом робочого органу

Крім значень інерційних параметрів m_3, J_3 (де J_3 приймається конструктивно), необхідно визначити параметри жорсткості $c_{1x}, c_{1\phi}, c_1$ стрижня. Використання ефекту “нульової жорсткості” дає змогу розраховувати ці параметри за відповідною двомасовою коливальною системою з чотирма ступенями вільності, а саме [3]:

$$\begin{aligned}
 & [(4J_2 + J_1)m_1 l^2 + 3J_1(m_1 b^2 + 4J_2)]m_2 + 3J_1 m_1 J_2 + \dots \rightarrow \\
 & \rightarrow \dots + \left[\begin{aligned} & \left(9\left(b^2 + \frac{1}{3}l^2\right)^2 m_1^2 + 72\left(bl - \frac{1}{3}l^2 + b^2\right) J_2 m_1 + 144J_2^2 m_2^2 + \right. \\ & \left. + 18\left(-\frac{1}{3}l^2 + b^2\right) m_1 + 4J_2\right) m_1 m_2 J_2 + 9J_2^2 m_2^2 \end{aligned} \right] J_1^2 - \\
 & c_{1x} = \frac{\left[\begin{aligned} & -24m_1 l^2 J_2 m_2 \left[\left(-\frac{1}{3}l^2 - bl + b^2\right) m_1 - 2J_2\right) m_2 + J_2 m_1 \right] J_1 + 16l^4 J_2^2 m_1^2 m_2^2 \end{aligned} \right]}{8l \cdot \left[\begin{aligned} & \left(-\frac{1}{2}bl^2 m_1 + (J_1 + b^2 m_1 + J_2)l - \frac{3}{2}J_1 b\right) m_2 + \left(J_2 + \frac{1}{4}J_1\right) l m_1 \end{aligned} \right]} \cdot \left(\frac{\omega}{z}\right)^2. \quad (2)
 \end{aligned}$$

Для конструктивно заданої довжини стрижня l його діаметр d , що забезпечує задане резонансне налагодження z , визначають так:

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot c_{1x} \cdot l^3}{3 \pi E}}, \quad (3)$$

де значення c_{1x} розраховано за формулою (2).

Система диференціальних рівнянь руху тримасової механічної коливальної системи запропонованої вібраційної машини складається за шістьма ступенями вільності з незалежними координатами: $x_1, x_2, x_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$, де x_1 – абсолютне переміщення вздовж осі x центру мас O_1 маси m_1 внаслідок кінематичного збурення від горизонтального переміщення $(x_2 - \varphi_2 \cdot b)$ точки закріплення стрижня на масі m_2 ; x_2 – переміщення вздовж осі x центру мас O_2 маси m_2 внаслідок дії змущувального зусилля $p(t) = P \sin \omega t$; x_3 – переміщення вздовж осі x центру мас O_3 маси m_3 внаслідок дії змущувального зусилля $-p(t) = -P \sin \omega t$; φ_1 – кут повороту маси m_1 навколо власного центру мас O_1 від дії кінематичного збурення внаслідок повороту маси m_2 ; φ_2 – кут повороту маси m_2 навколо власного центру мас O_2 внаслідок дії збурювального моменту $M_2(t) = p(t) \cdot r_3$; r_3 – відстань (плече) від центру мас O_2 до лінії дії змущувального зусилля $p(t) = P \sin \omega t$; φ_3 – кут повороту реактивної маси m_3 навколо власного центру мас O_3 внаслідок дії збурювального моменту $M_3(t) = -p(t) \cdot r_4$; r_4 – відстань (плече) від центру мас O_3 до лінії дії змущувального зусилля $-p(t) = -P \sin \omega t$.

У математичній моделі загасання наведене демпферами з коефіцієнтами в'язкого тертя $\mu_1, \mu_{1*}, \mu_2, \mu_{2*}$, які є пропорційні швидкостям руху коливальних мас та відображають явище гістерезису в пружних елементах, та коефіцієнти μ_3, μ_{3*} , що уособлюють еквівалентний в'язкий опір руху робочого органу, викликаний взаємним тертям деталей та їхнім тертям до робочої поверхні. На динамічній моделі (рис. 1) коефіцієнти дисипації не показані.

Отже, система диференціальних рівнянь набуде вигляду [2]:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + \frac{c_{1x}}{c_1} \cdot J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + c_{1x}(x_1 - x_2 + \varphi_2 b) + \mu_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 b) &= 0, \\ J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + \frac{c_{1\varphi}}{c_1} \cdot m_1 \ddot{x}_1 + c_{1\varphi}(\varphi_1 - \varphi_2) + \mu_{1*}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) &= 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_{1x}(x_1 - x_2 + \varphi_2 b) + c_{2x}(x_2 - \varphi_2 r_1 - x_3 - \varphi_3 r_5) + c_{2x}(x_2 + \varphi_2 r_2 - x_3 + \varphi_3 r_6) + \frac{4}{3} c_{i3} x_2 - \\ - \mu_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 b) + \mu_2(\dot{x}_2 - \dot{\varphi}_2 r_1 - \dot{x}_3 - \dot{\varphi}_3 r_5) + \mu_2(\dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 r_2 - \dot{x}_3 + \dot{\varphi}_3 r_6) + \frac{4}{3} \mu_{i3} \dot{x}_2 + \mu_3 \dot{x}_2 &= P \sin \omega t, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{1x} b(x_1 - x_2 + \varphi_2 b) - c_{1\varphi}(\varphi_1 - \varphi_2) + 2c_{2\varphi}(\varphi_2 - \varphi_3) - c_{2x} r_1(x_2 - \varphi_2 r_1 - x_3 - \varphi_3 r_5) + \\ + c_{2x} r_2(x_2 + \varphi_2 r_2 - x_3 + \varphi_3 r_6) + 0,2 c_{i3} \varphi_2 + \mu_1 b(\dot{x}_1 - \dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 b) - \mu_{1*}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + 2\mu_{2*}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - \\ - \mu_2 r_1(\dot{x}_2 - \dot{\varphi}_2 r_1 - \dot{x}_3 - \dot{\varphi}_3 r_5) + \mu_2 r_2(\dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 r_2 - \dot{x}_3 + \dot{\varphi}_3 r_6) + 0,2 \mu_{i3} \dot{\varphi}_2 + \mu_{3*} \dot{\varphi}_2 &= P r_3 \sin \omega t, \\ m_3 \ddot{x}_3 - c_{2x}(x_2 - \varphi_2 r_1 - x_3 - \varphi_3 r_5) - c_{2x}(x_2 + \varphi_2 r_2 - x_3 + \varphi_3 r_6) - \\ - \mu_2(\dot{x}_2 - \dot{\varphi}_2 r_1 - \dot{x}_3 - \dot{\varphi}_3 r_5) - \mu_2(\dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 r_2 - \dot{x}_3 + \dot{\varphi}_3 r_6) &= -P \sin \omega t, \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - 2c_{2\varphi}(\varphi_2 - \varphi_3) - c_{2x} r_5(x_2 - \varphi_2 r_1 - x_3 - \varphi_3 r_5) + c_{2x} r_6(x_2 + \varphi_2 r_2 - x_3 + \varphi_3 r_6) - \\ - 2\mu_{2*}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - \mu_2 r_5(\dot{x}_2 - \dot{\varphi}_2 r_1 - \dot{x}_3 - \dot{\varphi}_3 r_5) + \mu_2 r_6(\dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 r_2 - \dot{x}_3 + \dot{\varphi}_3 r_6) &= -P r_4 \sin \omega t. \end{aligned} \quad (4)$$

Усталений режим роботи, АЧХ та коефіцієнт динамічності тримасової коливальної системи вібраційної машини. Розглядаючи тримасову механічну коливальну систему (рис. 1) з інерційними параметрами $m_1 = 41,91 \text{ кг}$, $J_1 = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $m_2 = 116,67 \text{ кг}$, $J_2 = 3,59 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та $l = 0,700 \text{ м}$, $b = 0,037 \text{ м}$, $r_1 = 0,028 \text{ м}$, $r_2 = 0,111 \text{ м}$, $r_3 = 0,051 \text{ м}$, $r_4 = 0,003 \text{ м}$, $r_5 = 0,082 \text{ м}$, $r_6 = 0,057 \text{ м}$, визначимо значення інерційних параметрів реактивної коливальної маси за формулою (1), та для забезпечення власної частоти коливань $\omega_0 = \frac{\omega}{z}$ параметри жорсткості

стрижня c_{1x} , $c_{1\varphi}$, c_1 знаходимо згідно з (2) із врахуванням залежностей $c_{1\varphi} = \frac{l^2}{3} c_{1x}$, $c_1 = \frac{2l}{3} c_{1x}$.

Отримано такі результати розрахунку: $m_3 = 9,5 \text{ кг}$, $J_3 = 0,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Для колової частоти вимушених коливань $\omega = 125,66 \text{ с}^{-1}$ ($\nu = 20 \text{ Гц}$) та $z = 0,99$ значення діаметра d пружного стрижня, визначене за формулою (3), становить $d = 0,0537 \text{ м}$. Параметри c_{2x} , $c_{2\varphi}$, c_{iz} конструктивно підібрані і становлять $c_{2x} = 1000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{м}}$, $c_{2\varphi} = 100 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}$, $c_{iz} = 8,3 \cdot 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$.

Значення коефіцієнтів в'язкого тертя:

- у пружному стрижні та віброізоляторах: $\mu_1 = 10 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$; $\mu_{1*} = 10 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}$; $\mu_{iz} = 10 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$;
- у гумових кільцях: $\mu_2 = 50 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$; $\mu_{2*} = 50 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}$;
- робочого середовища: $\mu_3 = 0 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$; $\mu_{3*} = 0 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}$.

Побудувавши АЧХ для наведених вище параметрів тримасової коливальної системи, спостерігаємо, що її перша власна колова частота коливань становить $\omega_{01} = 126,93 \text{ с}^{-1}$, або $\nu_{01} = 20,2 \text{ Гц}$. Отже, аналітичні залежності для розрахунку параметрів жорсткості механічної коливальної системи справедливі, якщо отримане значення частоти власних коливань збігається з розрахунковим. Значення амплітуд коливань за лінійними та кутовими координатами для $P = 300 \text{ Н}$ (рис. 2, рис. 3) становлять $x_1 = -0,0071 \text{ м}$, $x_2 = 0,0024 \text{ м}$, $x_3 = 0,0020 \text{ м}$, $\varphi_1 = 0,0166 \text{ рад}$, $\varphi_2 = 0,0339 \text{ рад}$, $\varphi_3 = -0,0135 \text{ рад}$, отже, аналітичні залежності для розрахунку інерційних параметрів коливальних мас для забезпечення синфазного руху також справедливі. Амплітуда вертикальних коливань робочого органу визначатиметься відстанню r від центру мас робочого органу до середньої точки робочого об'єму та кутом φ_2 повороту робочого органу відносно горизонтальної осі, що проходить через його центр мас за співвідношенням $y_2 = tg \varphi_2 \cdot r$.

Значення коефіцієнта динамічності за лінійним переміщенням визначатиметься [4]:

$$\chi_k = \frac{x_{дин}}{x_{ст}} = \frac{x_{дин} \cdot c_{2x}}{x_{ст} \cdot c_{2x}} = \frac{P_{ин}}{P} = \frac{x_2 \omega^2}{P} \quad (5)$$

і у нашому випадку становитиме $\chi_k = 7,92$.

Використовуючи числові методи розв'язання системи диференціальних рівнянь руху (4), за допомогою програмного продукту *Maple 10* отримано загальну картину коливань та фазові портрети (рис. 4–7). На графічних залежностях руху та фазових портретах системи спостерігаємо стійкий синфазний рух за лінійними та кутовими переміщеннями проміжної та реактивної коливальних мас.

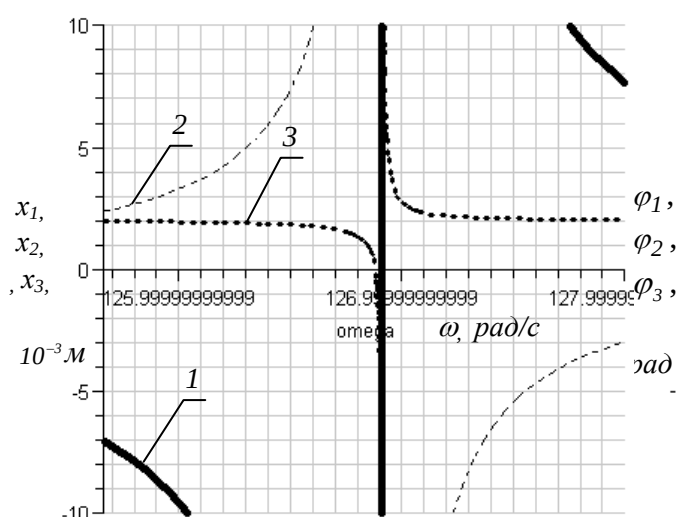


Рис. 2. АЧХ тримасової коливальної системи за лінійними координатами x_1 (1), x_2 (2) та x_3 (3)

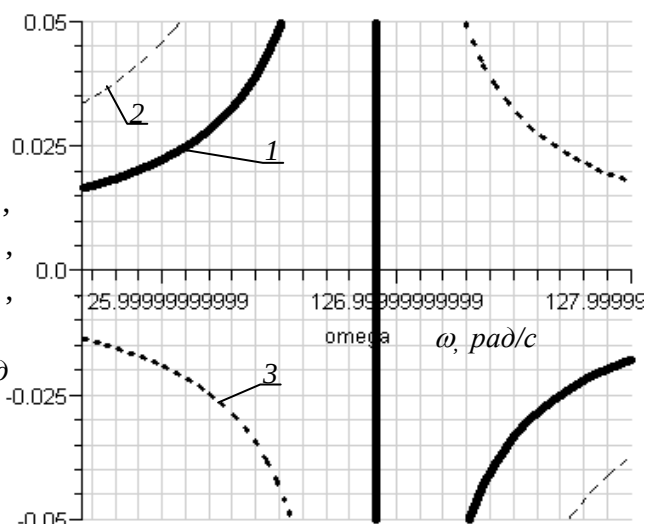


Рис. 3. АЧХ тримасової коливальної системи за кутовими координатами φ_1 (1), φ_2 (2) та φ_3 (3)

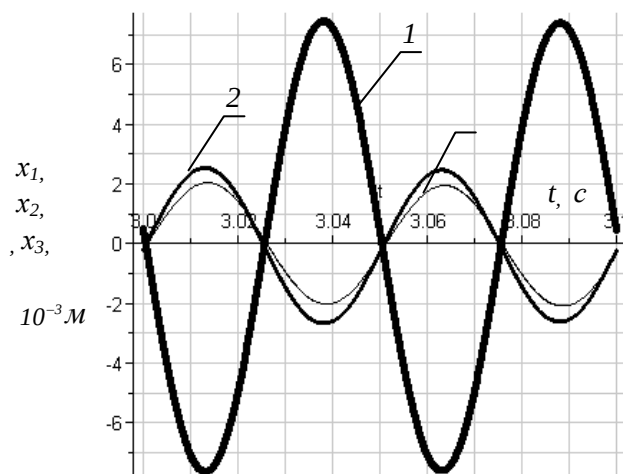


Рис. 4. Картина коливань за лінійними переміщеннями x_1 (1), x_2 (2) та x_3 (3) для усталеного руху

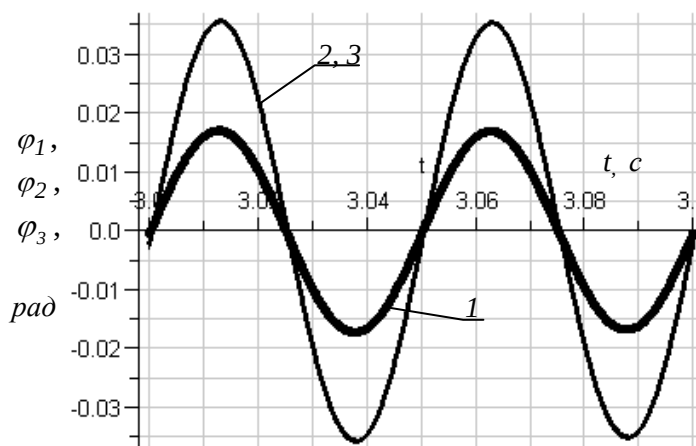


Рис. 5. Картина коливань за кутовими переміщеннями φ_1 (1), φ_2 (2) та φ_3 (3) для усталеного руху

Перехідний режим роботи тримасової вібраційної машини. Дослідження перехідних режимів роботи вібраційної машини викликане необхідністю визначення часу встановлення усталеного режиму роботи, а для цієї машини необхідно встановити також характер та час встановлення синфазного руху.

Перехідна картина руху коливальних мас (рис. 8–11) відповідає встановленню вимушених коливань у дорезонансній зоні [4]. Характер синфазного руху коливальних мас встановлюють на ділянці перехідного режиму шляхом зміни фази коливань проміжної маси на 180° . Це видно на рис. 10, де показане швидше закручування спіралі, яке відображає рух проміжної маси відносно спіралей маховика та реактивної коливальної маси.

Узагальнюючи викладене, констатуємо, що механічна коливальна система у запропонованих вібраційних машинах, починає рух як і традиційні тримасові конструкції за антифазною схемою

коливань, але на перехідному режимі знаходить таке стійке положення руху (коли затрачається мінімальна потенціальна енергія), у якому проміжна та реактивна маси коливаються синфазно. Такий рух є стійким, оскільки фазовий портрет за трьома коливальними масами має вигляд замкненої траєкторії (рис. 6–7).

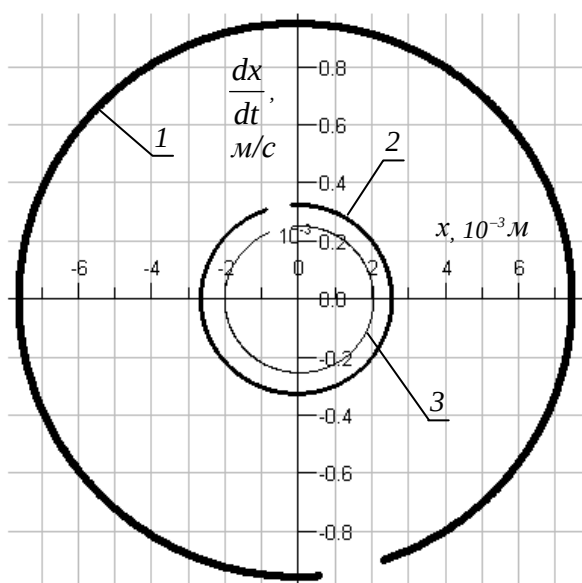


Рис. 6. Фазовий портрет коливальної системи за лінійними переміщеннями x_1 (1), x_2 (2) та x_3 (3) для усталеного руху

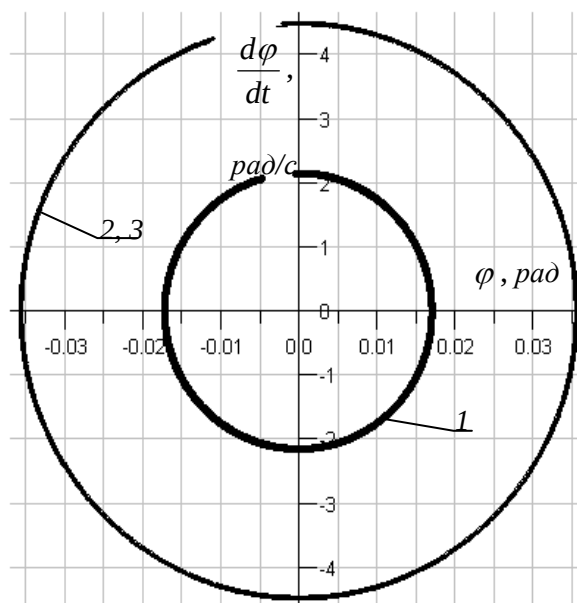


Рис. 7. Фазовий портрет коливальної системи за кутовими переміщеннями φ_1 (1), φ_2 (2) та φ_3 (3) для усталеного руху

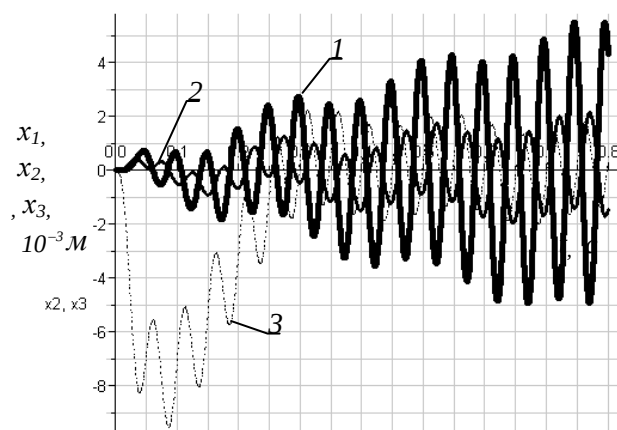


Рис. 8. Загальна картина коливань за лінійними переміщеннями x_1 – (1), x_2 – (2) та x_3 – (3) для перехідного режиму

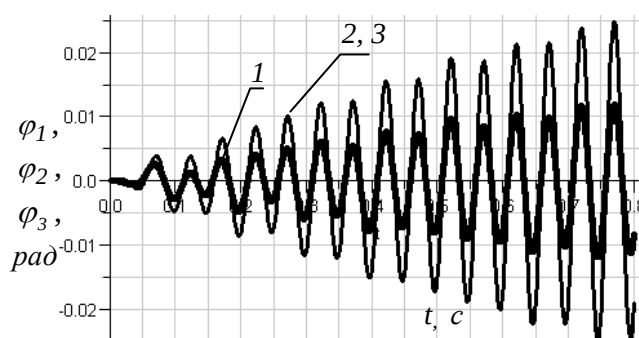


Рис. 9. Загальна картина коливань за кутовими переміщеннями φ_1 – (1), φ_2 – (2) та φ_3 – (3) для перехідного режиму

Східчаста перехідна функція для цієї механічної коливальної системи за лінійними (рис. 12) та кутовими (рис. 13) переміщеннями є реакцією на одиничну східчасту функцію Хевісайда (одиничну раптову силу). Згідно з наведеними залежностями чітко спостерігається тривалість перехідного режиму роботи. Час встановлення усталеного режиму роботи та синфазного руху становить близько 3 с.

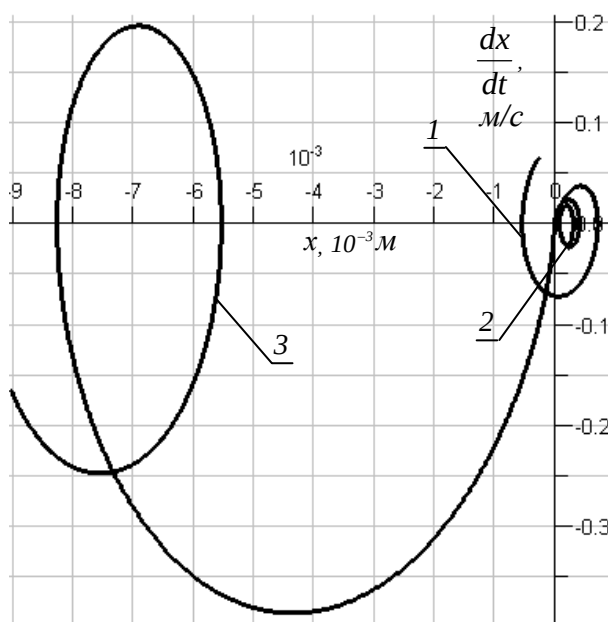


Рис. 10. Фазовий портрет системи за лінійними переміщеннями x_1 (1), x_2 (2) та x_3 (3) для перехідного режиму

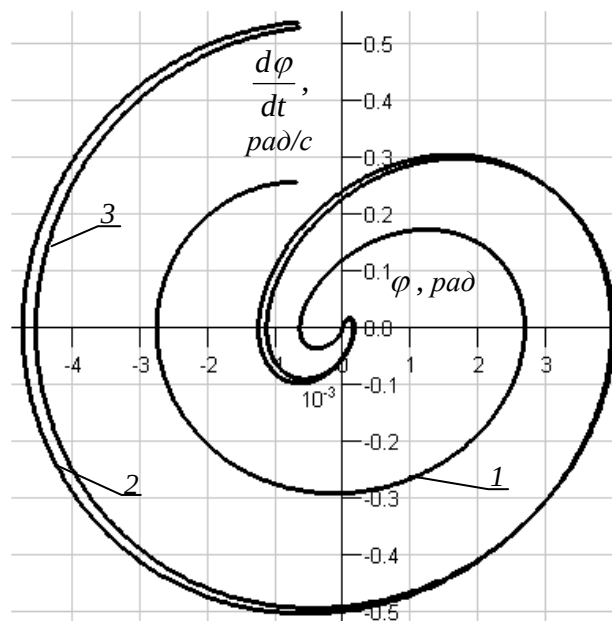


Рис. 11. Фазовий портрет системи за кутовими переміщеннями φ_1 (1), φ_2 (2) та φ_3 (3) для перехідного режиму

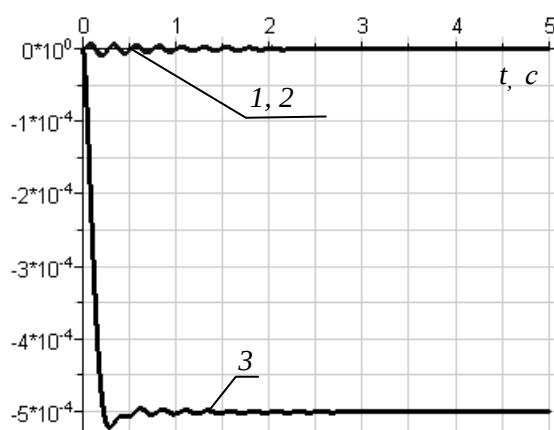


Рис. 12. Східчаста перехідна функція системи за лінійними переміщеннями x_1 – (1), x_2 – (2) та x_3 – (3) для перехідного режиму

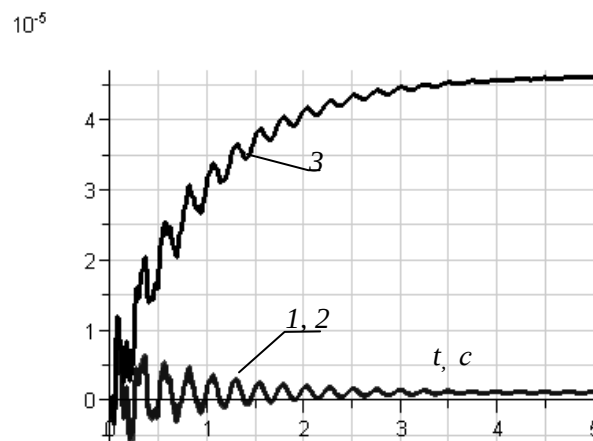


Рис. 13. Східчаста перехідна функція системи за кутовими переміщеннями φ_1 – (1), φ_2 – (2) та φ_3 – (3) для перехідного режиму

Висновок. Синфазний рух коливальних мас у тримасовій коливальній системі вібраційної машини з електромагнітним приводом є результатом перехідного режиму її роботи і трактується як усталений. Цей рух є стійким протягом усталеного режиму роботи з необхідними амплітудами коливань мас, що свідчить про стабільну роботу запропонованих вібраційних машин.

1. Повідайло В. Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с. 2. Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Гурський В.М. Дослідження синфазного руху коливальних мас в резонансній торовій вібраційній машині об’ємної обробки // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів, 2005. – Вип. 39. – С. 59–67. 3. Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Гурський В.М. Методика розрахунку вертикальної пружної системи вібраційної

машини об'ємної обробки з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів, 2006. – Вип. 40. – С. 59–67. 4. Василенко М.В., Алексейчук О.М. Теорія коливань і стійкості руху: Підручник. – К.: Вища шк., 2004. – 525 с.

УДК 621.113.001

П.М. Гащук, Т.Г. Миськів

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

ПІДВИЩЕННЯ ПРОХІДНОСТІ АВТОМОБІЛЯ З ПРОСТИМ МІЖКОЛІСНИМ ДИФЕРЕНЦІАЛОМ

© Гащук П.М., Миськів Т.Г., 2006

Розглянуто різні аспекти застосування простого міжколісного диференціала. Запропоновано імпульсну систему довантаження колеса, яке знаходиться у гірших за зчепленням умовах. Проаналізовано прохідність автомобіля у складних дорожніх умовах з імпульсним довантаженням.

Various aspects of use simple differential gear are examined. Pulsed system of loading is suggested for wheel with bad adhesion. Passability of automobile is analyzed in complicated condition for pulsed system of loading.

Постановка проблеми. У простих шестерінчастих диференціалах момент тертя малий і обертові моменти на півосях розподіляються практично порівну. Завдяки цьому тангенційні реакції на ведучих колесах під час гальмування двигуном однакові, що забезпечує стійкість на слизькій дорозі. До інших переваг простого диференціала належать: малі розміри і маса, високий ККД, надійність, відсутність опору повороту автомобіля і пов'язаного з ним зношення шин.

Негативною особливістю простого диференціала вважають зниження за певних умов опорної прохідності, одним з показників якої є коефіцієнт прохідності за зчепленням [1].

$$\Pi_{\varphi} = \frac{1 - F_{\psi}}{\sum_{i=1}^{2n} F_{\varphi i \max}},$$

де F_{ψ} – сила опору руху; $\sum_{i=1}^{2n} F_{\varphi i \max}$ – сумарна сила зчеплення відних коліс; n – кількість ведучих мостів.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Для підвищення прохідності традиційно застосовують диференціали підвищеного тертя: шестеренні з фрикційними елементами, кулачкові, гідравлічні, інколи черв'ячні [2, 3], які є складнішими і дорожчими. Коефіцієнт блокування таких диференціалів залежить від втрат на тертя, тобто пов'язаний з його ККД. За малого моменту тертя диференціали підвищеного тертя неефективні, а за великого — блокуються в широкому діапазоні навантажень, що спричиняє підвищене зношування шин та опір повороту автомобіля.

Постановка задачі. Метою статті є розробка засобів підвищення прохідності автомобіля з простим міжколісним диференціалом, який має вищезгадані позитивні якості, та аналіз прохідності після вжитих заходів.