

МАШИНОЗНАВСТВО. ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МАШИН. ПІДНІМАЛЬНО- ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ

УДК 621.867.52

І. Й. Врублевський*, А. Л. Беспалов

*Академія сухопутних військ,
кафедра інженерної механіки,
Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра нарисної геометрії і графіки

ВПЛИВ РОЗТАШУВАННЯ ПРУЖИН НА ПАРАЗИТНІ КУТОВІ КОЛИВАННЯ ДВОМАСОВОГО ВІБРОТРАНСПОРТЕРА З НЕЗАЛЕЖНИМИ КОЛИВАННЯМИ

© Врублевський І. Й., Беспалов А. Л., 2015

Розглянуто динаміку двомасового вібраційного транспортера з тривимірною жорсткістю. Досліджено вплив розташування пружних елементів на кутові коливання робочого органа вібротранспортера. Визначено умови мінімізації паразитних кутових коливань.
Ключові слова: вібротранспортер, паразитні кутові коливання, ґратчасті пружини.

The dynamics of two-mass vibratory conveyor with three-dimension stiffness is considered. The influence of the stiffness elements location on the angular oscillations of vibratory conveyor track is investigated. The conditions of the minimization of parasitic angular oscillation are determined.
Key words: vibratory conveyor, parasitic angular oscillations, lattice springs.

Постановка проблеми. Вібраційні транспортери з незалежними електромагнітними вібробуджувачами горизонтальних та вертикальних коливань забезпечують високу швидкість транспортування за еліптичних траєкторій коливань робочого органа з оптимальним кутом зсуву фаз [1]. Робочий орган вібротранспортера з'єднується з реактивним каркасом пружною системою, що має тривимірну жорсткість. Тому, разом з горизонтальними і вертикальними коливаннями, можлива реалізація паразитних кутових коливань робочого органа, які унеможливають постійність швидкості транспортування, а відтак знижують продуктивність роботи. Їх усунення досягається, як правило, суміщенням центрів мас робочого органа та реактивного каркаса, але це ускладнює конструкцію транспортера. У зв'язку з цим актуальною проблемою є усунення кутових коливань робочого органа двомасового вібротранспортера з несуміщеними центрами мас.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Динаміку коливної системи двомасового вібраційного транспортера з тривимірною жорсткістю розглянуто в [2], виведено рівняння, які описують амплітуди та власні частоти системи. У [3] розглянуто коливну систему двомасового вібротранспортера з несуміщеними центрами мас, знайдено умову відсутності паразитних кутових

коливань робочого органа для випадку, коли довжина транспортера значно перевищує висоту і ширину. У [4] знайдено співвідношення між параметрами транспортера з несуміщеними центрами мас, за яких паразитні коливання відсутні. Але на стадії проектування вібротранспортера важливо не тільки знати потрібні співвідношення параметрів, але і вплив на амплітуду паразитних коливань відхилень цих співвідношень від оптимальних значень, тому що на практиці не завжди вдається точно дотримуватися заданих значень конструктивних параметрів конкретного вібротранспортера.

Формулювання мети дослідження. Дослідження визначає такі положення пружин двомасового вібраційного транспортера з несуміщеними центрами мас, за яких паразитні кутові коливання робочого органа відсутні, а відхилення цих положень мінімально впливають на амплітуду кутових коливань.

Виклад основного матеріалу. На рис. 1 показано спрощений вигляд конструкції двомасового вібротранспортера з ґратчастими пружинами – плоскими пружинами з вирізами [5]. Пружини 1 можуть кріпитися як на різній відстані r по горизонталі від центральної осі O_1O_2 (як правило, симетрично), що з'єднує центри мас робочого органа 2 і реактивного каркаса 3, так і на різній відстані від центрів мас по вертикалі, і це істотно впливає на кутову жорсткість. Горизонтальна вісь, що з'єднує центри пружин, перетинає вертикальну вісь у точці Q , що є центром жорсткості пружної системи. Електромагніти 4 вібробудувача горизонтальних коливань та електромагніт 5 вібробудувача вертикальних коливань кріпляться на реактивному каркасі, а якорі 6 і 7 вібробудувачів – на робочому органі. Лінія дії зусилля f_x вібробудувача горизонтальних коливань перетинає вертикальну вісь у точці O . Складові частини робочого органа і реактивного каркаса на рис. 1 заштриховані у різні сторони.

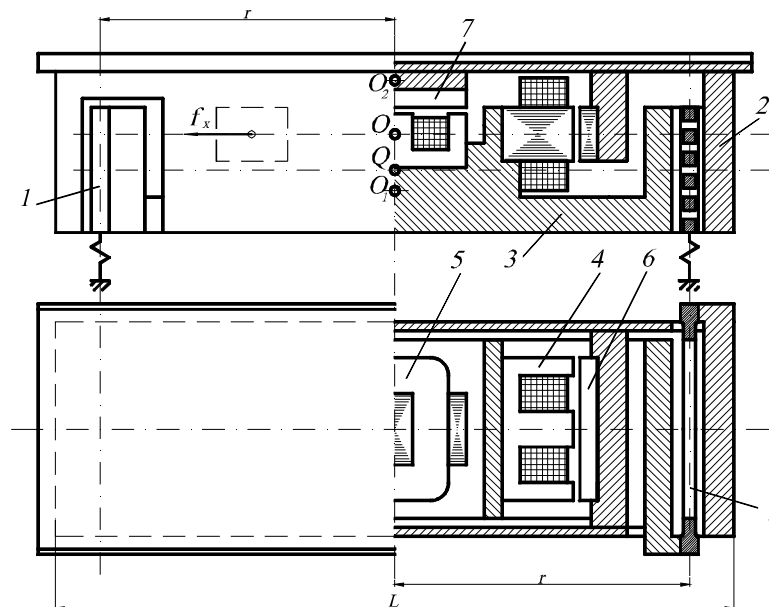


Рис. 1. Конструкція двомасового вібраційного транспортера з незалежними горизонтальними і вертикальними коливаннями

Розглянемо динамічну схему коливної системи двомасового вібротранспортера (рис. 2): робочий орган масою m_2 і осьовим моментом інерції J_2 з'єднаний з реактивним каркасом масою m_1 і осьовим моментом інерції J_1 за допомогою пружної системи з тривимірною жорсткістю (c_x, c_y, c_φ –

відповідно горизонтальна, вертикальна та кутова жорсткості), що допускає переміщення обох мас у горизонтальному і вертикальному напрямках та кутове взаємне переміщення навколо центра жорсткості Q . Завдяки тому, що конструкція вібротранспортера симетрична щодо вертикальної осі, а його довжина значно перевищує висоту, центри мас робочого органа і реактивного каркаса O_2 і O_1 знаходяться на осі симетрії, так, як і центр жорсткості Q . Коливна система вібротранспортера реалізує три частоти власних коливань: горизонтальних $w_x = \sqrt{c_x/m}$, вертикальних $w_y = \sqrt{c_y/m}$ і кутових $w_j = \sqrt{c_j/J}$, де $m = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)}$ – зведена маса вібротранспортера; $J = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2}$ – зведений момент інерції.

Амплітуда кутових коливань робочого органа вібротранспортера з несуміщеними центрами мас, довжина якого істотно перевищує висоту і ширину, визначається за рівнянням [2]:

$$q = \frac{F_x c_x}{J_1 J_2} \frac{\frac{J_1}{m} [l_2 - h_2 (1 - \frac{w^2 m}{c_x}) - \frac{c_j}{c_x} l - l_1 h_2 (l_1 - h_2)]}{(w^2 - w_x^2)(w^2 - w_j^2)}, \tag{1}$$

де F_x – амплітуда зусилля віброзбуджувача горизонтальних коливань, напрямком якого перетинає вертикальну вісь симетрії у точці O (рис. 2); ω – кругова частота вимушених коливань.

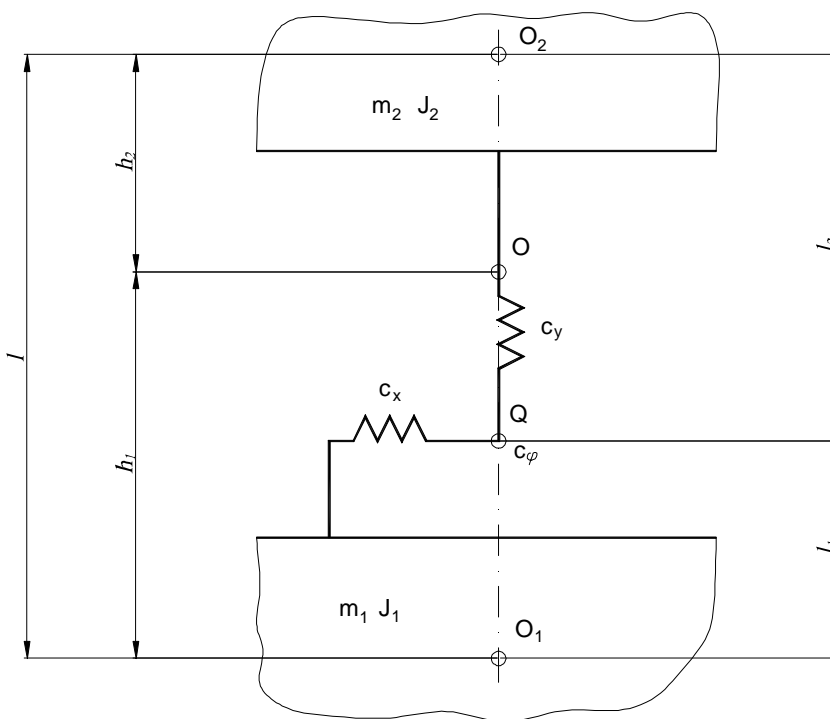


Рис. 2. Динамічна схема двомасового вібраційного транспортера з тривимірною жорсткістю

Виразимо величини відстаней від центра мас робочого органа до центра жорсткості та до точки O через відстань між центрами мас l : $l_2 = kl$, $h_2 = nl$, тоді $l_1 = (1-k)l$, $h_1 = (1-n)l$.

Використаємо також безрозмірні величини: $r_x = \frac{w}{w_x}$, $r_y = \frac{w}{w_y}$, $r_j = \frac{w}{w_j}$ – резонансні

відлаштування – відношення вимушених і власних частот відповідно горизонтальних, вертикальних і кутових коливань. Запишемо вираз для зведеної маси і зведеного моменту інерції так: $m = m_1/(1+\mu)$, $J = J_1/(1+\nu)$, де $\mu = m_1/m_2$ – відношення мас складових транспортера (як правило, $\mu = 1 \dots 2$); $\nu = J_1/J_2$ – відношення моментів інерції (переважно $\nu < 1$), а $J_1 = m_1 r_1^2$, r_1 – радіус інерції реактивного каркаса (переважно $r_1 = L/3 \dots L/5$, де L – довжина транспортера без транспортного лотка) (рис. 1). Після підстановки цих виразів у рівняння (1) і перетворень отримаємо формулу

$$\frac{q(J_1 + J_2)c_j}{F_x m l} = \frac{\eta_1^2(1+m)[k - n(1 - r_x^2)] - \frac{c_j}{c_x} - (1-k)n(1-k-n)l^2}{(1 - r_x^2)(1 - r_j^2)}. \quad (2)$$

Кутову жорсткість можна виразити через вертикальну таким співвідношенням $c_\phi = c_y r^2$, де r – радіус інерції, який для вібротранспортера, чия довжина значно перевищує висоту, приблизно дорівнює середній відстані від плоских пружин до вертикальної осі. Тоді

$$r_j = r_y \frac{\eta_1}{r} \sqrt{\frac{1+m}{1+u}}. \quad (3)$$

Враховуючи також, що за незначного незбігу центрів мас $l \ll r$ і $l \ll \eta_1$ рівняння (2) запишемо у такому вигляді:

$$\frac{q(J_1 + J_2)c_j (1 - r_x^2)}{F_x m l \eta_1^2} = \frac{(1+m)[k - n(1 - r_x^2)] - (\frac{r r_x}{\eta_1 r_y})^2}{1 - (\frac{\eta_1 r_y}{r})^2 \frac{1+m}{1+u}}. \quad (4)$$

Умовою відсутності паразитних кутових коливань робочого органа є рівність нулю правої частини рівняння (4). Аналіз впливу на неї співвідношення відстані пружин від центра і радіуса інерції r/r_1 за відомих усіх значень інших параметрів дає змогу мінімізувати паразитні коливання. Вібротранспортери з незалежними коливаннями повинні мати такі значення резонансних відлаштувань [1]: $r_x = \frac{w}{w_x} \approx 0,92 \dots 0,95$, $r_y = \frac{w}{w_y} \approx 0,8 \dots 0,9$. Прирівнявши до нуля чисельник формули (4), отримаємо рівняння, що поєднує радіус жорсткості r (а відтак і відстань місця кріплення плоских пружин до вертикальної осі) з радіусом інерції реактивного каркаса r_1 безрозмірними параметрами:

$$r = \eta_1 \frac{r_y}{r_x} \sqrt{(1+m) \cdot [k - n(1 - r_x^2)]}. \quad (5)$$

Підставивши (5) у (3), отримаємо

$$r_j = \frac{r_x}{\sqrt{(1+u) \cdot [k - n(1 - r_x^2)]}}. \quad (6)$$

Під час проектування вібротранспортера потрібно, врахувавши за формулою (6) величину ρ_ϕ , яка повинна бути істотно меншою від одиниці, що можна досягти зміною величини k – змінити розташування пружин по вертикалі. Після цього за формулою (5) визначають відстань пружин r від центра транспортера, яка забезпечить відсутність паразитних кутових коливань.

Аналіз цих рівнянь показує, що найдоцільніше суміщати центр жорсткості Q з центром мас реактивного каркаса O_1 , а точку O – з центром мас робочого органа O_2 ($k=1$, $n=0$). Тоді залежності (5) і (6) набудуть вигляду

$$r_j = \frac{r_x}{\sqrt{(1+u)}}, \quad r = r_1 \frac{r_y}{r_x} \sqrt{(1+m)}.$$

Висновки. Розташування гратчастих пружин істотно впливає на амплітуду кутових коливань робочого органа двомасового вібротранспортера. Отримано формули, що уможливають визначити положення плоских гратчастих пружин вібротранспортера, які за несуміщення центрів мас робочого органа і реактивного каркаса забезпечують відсутність паразитних кутових коливань робочого органа транспортера.

1. *Вибрации в технике: Справочник. – Т. 4: Вибрационные процессы и машины. – М.: Машиностроение, 1981.* 2. *Щигель В. А. Динамика двухмассовой вибрационной машины с тремерной жесткостью // Автоматизация привода и управления машин. – М.: Наука, 1967. – С. 307–314.* 3. *Щигель В. А., Врублевский И. И. Регулирование кинематики двухмассового виброконвейера с независимыми продольными и нормальными колебаниями // Vibrotechnika. – Vilnius: Mokslas, 1991. – № 66. – С. 83–89.* 4. *Врублевський І. Й. Дослідження двомасового вібротранспортера з несуміщеними центрами мас // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів: НУ"ЛП". – 2010. – № 44. – С. 5–8.* 5. *А.с. № 1348264 СССР. Вибрационный конвейер / В. А. Щигель, И. И. Врублевский. Бюллетень изобретений. – 1987.– № 40.*