

УДК 621.867.52

Свідрак І.В., к.т.н. ©

НУ "Львівська політехніка"

Галкіна Н.С., асистент

*Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій
імені С.З. Гжицького***СПІВВІДНОШЕННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ ВІБРАЦІЙНОГО
ТРАНСПОРТЕРА-МАНІПУЛЯТОРА З БАГАТОКОМПОНЕНТНИМИ
КОЛИВАННЯМИ**

Досліджено вплив та співвідношення власних частот коливань вібраційного транспортера-маніпулятора з багатоконпонентними коливаннями та запропонований метод розрахунку його пружної системи.

Ключові слова: пружні елементи, резонансна відстройка, пружність, жорсткість, коливання.

Специфіка сучасного виробництва полягає у використанні автоматизованих засобів технологічного процесу, зокрема на підприємствах харчової промисловості застосовуються вібраційні змішувачі, вібраційні машини об'ємної обробки, вібраційні сушильні апарати, вібраційний транспортер-маніпулятори тощо. Вузловою проблемою теорії вібраційних пристроїв є визначення динамічних процесів, що виникають під час їх роботи. В роботі розглядається вібраційний транспортер-маніпулятор з багатоконпонентними коливаннями.

Завдяки незалежним електромагнітним приводам поздовжніх, поперечних та вертикальних коливань, відбувається транспортування деталі на площині по будь-яких траєкторіях. Коливна система (рис. 1, а) складається з робочого органа 1 масою m_1 та реактивного каркаса 2 масою m_2 , пов'язаних між собою пружною системою, яка включає чотири пружні елементи (рис. 1, б) у вигляді двох взаємно перпендикулярних плоских решітчастих пружин, що допускають шість ступенів вільності. Вібротранспортер-маніпулятор має шість власних частот коливань, які визначаються за такими формулами:

$$\begin{aligned} \omega_x &= \sqrt{\frac{c_x}{m}}, & \omega_y &= \sqrt{\frac{c_y}{m}}, & \omega_z &= \sqrt{\frac{c_z}{m}}, \\ \omega_\xi &= \sqrt{\frac{k_x}{I_x}}, & \omega_\psi &= \sqrt{\frac{k_y}{I_y}}, & \omega_\zeta &= \sqrt{\frac{k_z}{I_z}}, \end{aligned} \quad (1)$$

де c_x, c_y, c_z – лінійні жорсткості пружної системи в напрямку осей x, y, z відповідно; k_x, k_y, k_z – кутові жорсткості пружної системи навколо вказаних осей;

m - зведена маса маніпулятора; I_x, I_y, I_z - зведені моменти інерції маніпулятора відносно відповідних осей.

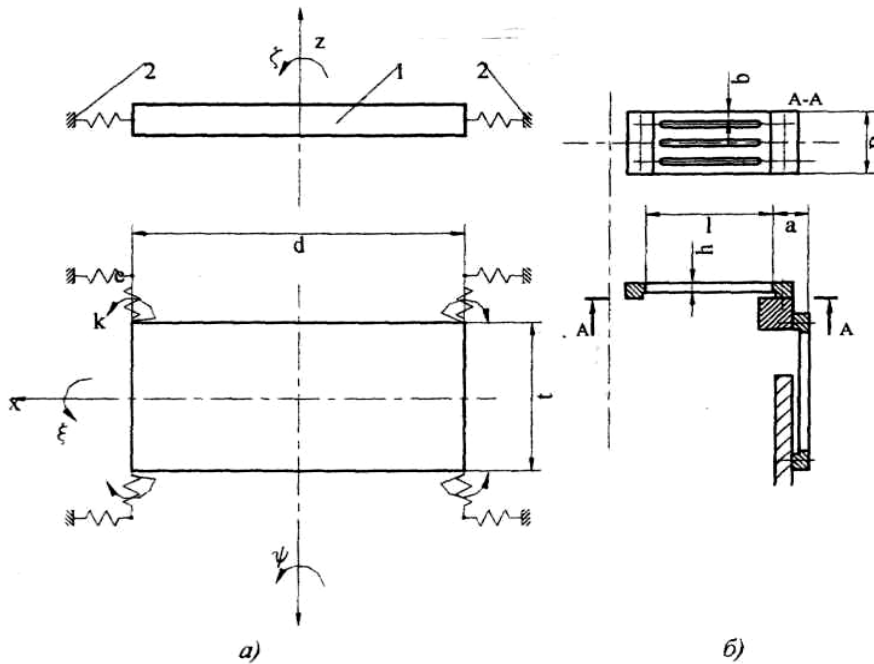


Рис. 1. Коливна система вібраційного транспортера-маніпулятора: а – схема коливної системи; б – пружний елемент

Для двомасового вібротранспортера $m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$. Жорсткості пружної системи вібраційного маніпулятора визначаються за такими формулами [1-3]:

$$c_x = c_y = \frac{nEb^3}{l^3} \times \frac{5l + 6a}{2l + 3a}, \quad c_z = \frac{2nEb^3 h}{l^3},$$

$$k_x = \frac{4nEb^3 h}{3l} \left(\frac{1}{1 + \frac{Eb^2}{3\beta Gh^2}} + \frac{3d^2 + 2B^2}{8l^2} \right),$$

$$k_y = \frac{4nEb^3 h}{3l} \left(\frac{1}{1 + \frac{Eb^2}{3\beta Gh^2}} + \frac{3t^2 + 2B^2}{8l^2} \right),$$

$$k_z = \frac{nEb^3}{l(2l + 3a)} \left(\frac{7l + 9a}{3} + \frac{(5l + 6a)(d^2 + t^2)}{4l^2} \right),$$

(2)

де n, h, b, l – відповідно кількість, товщина, ширина та довжина стрижнів решітчастих пружин; a – відстань між стрижнями двох взаємно перпендикулярних пружин; E і G – модулі пружності при розтягу (стиску) і при зсуві; β – коефіцієнт, що залежить від співвідношення $\frac{b}{h}$; d і t – відстані між пружними елементами в поздовжньому і поперечному напрямках; B – ширина пружини. Власні частоти лінійних коливань [3,4]:

$$\omega_x = \omega_y = \frac{\omega}{\rho_1}; \quad \omega_z = \frac{\omega}{\rho_2}$$

де ω – частота коливань віброзбуджувачів; ρ_1 і ρ_2 коефіцієнти резонансної відстройки: $\rho_1 = 0,94 \div 0,96$ і $\rho_2 = 0,8 \div 0,9$.

Позначимо $\sigma_1 = \frac{\rho_1}{\rho_2}$, поділивши ω_z на ω_x , з урахуванням (1) і (2) після перетворень отримаємо:

$$\frac{b}{h} = \sigma_1 \sqrt{\frac{5l + 6a}{2(2l + 3a)}}. \quad (3)$$

Якщо вібраційний маніпулятор призначений для обертання деталей в будь-якій точці транспортної площини, власна частота кутових коливань повинна дорівнювати [3] $\omega_\zeta = \omega_x = \frac{\omega}{\rho_1}$. Застосуємо поняття зведеного радіуса інерції r_z відносно осі z :

$$r_z^2 = \frac{I_z}{m} = \frac{k_z}{c_x}. \quad (4)$$

Після підстановки значень жорсткостей із (2) в (4), отримаємо

$$r_z^2 = \frac{d^2 + t^2}{4} + \frac{l^2}{3} \times \frac{7l + 9a}{5l + 6a}. \quad (5)$$

Власні частоти кутових коливань $\omega_\xi = \frac{\omega}{\rho_3}$, $\omega_\psi = \frac{\omega}{\rho_4}$, де коефіцієнти резонансних відстроек ρ_3 і ρ_4 повинні бути значно меншими від 1, але не наближатися до значення 0,5, щоб не викликати збудження паразитних кутових

коливань другої гармоніки. Згідно з результатами [5] значення ρ_3 і ρ_4 можна рекомендувати в діапазоні $0,6 \div 0,85$. Поділивши ω_ξ і ω_ψ на ω_z отримаємо:

$$r_x^2 = \frac{I_x}{m} = \frac{k_x}{c_z} \left(\frac{\rho_3}{\rho_2} \right)^2, \quad r_y^2 = \frac{I_y}{m} = \frac{k_y}{c_z} \left(\frac{\rho_4}{\rho_2} \right)^2, \quad (6)$$

де r_x, r_y – зведені радіуси інерції відносно осей x і y .

Позначимо $\sigma_2 = \frac{\rho_3}{\rho_2}$ і $\sigma_3 = \frac{\rho_4}{\rho_2}$ підставивши їх в (6) разом із значеннями жорсткостей із (2), після перетворень отримаємо:

$$r_x = \sigma_2 l \sqrt{\frac{2}{3 \left(1 + \frac{Eb^2}{3\beta Gh^2} \right)} + \frac{3d^2 + 2B^2}{12l^2}},$$

$$r_y = \sigma_3 l \sqrt{\frac{2}{3 \left(1 + \frac{Eb^2}{3\beta Gh^2} \right)} + \frac{3r^2 + 2B^2}{12l^2}}. \quad (7)$$

У підкореневих виразах цих рівнянь перший доданок значно менший, ніж другий, тому для практичного використання рівняння (7) можна записати у вигляді:

$$r_x = \frac{\sigma_2}{2} \sqrt{\frac{3d^2 + 2B^2}{3}},$$

$$r_y = \frac{\sigma_3}{2} \sqrt{\frac{3r^2 + 2B^2}{3}}. \quad (8)$$

Висновки: отже, при конструюванні вібраційного транспортера-маніпулятора та розрахунку його пружної системи необхідно задати значення коефіцієнтів резонансної відстройки. Для забезпечення потрібних значень власних частот кутових коливань вирахувати за формулами (5) і (8) допустимі значення зведених радіусів інерції. Вирахувавши або вимірявши величини зведених радіусів інерції розробленої конструкції, потрібно порівняти їх з допустимими значеннями. Якщо вони їм не відповідають, потрібно змінити місце кріплення пружних елементів або змінити конструкцію так, щоб радіуси інерції змінились у відповідну сторону. Співвідношення власних частот лінійних коливань забезпечується співвідношенням розмірів прямокутного перерізу стрижнів пружини, яке розраховується за формулою (3). Точне значення власної частоти горизонтальних (поздовжніх та поперечних) коливань

залежить від товщини пружин h , яку за необхідності можна відкоригувати шліфуванням. Підставивши перше рівняння (2) в перше рівняння (1), після перетворень отримаємо:

$$h = \sqrt[3]{\frac{m\omega^2(2l+3a)}{nEb\rho_1^2(5l+6a)}}. \quad (9)$$

Література

1. Врублевський І.Й. Вібраційний двомасовий транспортер-маніпулятор з незалежними поздовжніми, поперечними та вертикальними коливаннями // Вісник ДУ "Львівська політехніка". - 1999. - №371. - С. 71-74.
2. Врублевський І.Й., Керницький І.С., Шенбор В.С. Кутова жорсткість двомасового вібраційного транспортера-маніпулятора з трикомпонентними коливаннями // Автоматизація виробничих процесів в машинобудуванні та приладобудуванні. - 1999. - Вип. 35. - С. 87-89.
3. Врублевський І.Й., Керницький І.С. Розрахунок параметрів просторової коливної системи вібраційної машини з багатокомпонентними коливаннями // Вісник НУ "Львівська політехніка". - 2000. - №412. - С. 71-74.

Summary
Svidrak I.G.,

National University "Lvivska Polytechnika"

Galkina N.S.

Lviv National University of Veterinary Medicine and biotechnology named after S.Z. Gzhytskyj

THE RATIO OF THE NATURAL FREQUENCIES OF VIBRATORY CONVEYOR-MANIPULATOR IS CONSIDERED

The design formulas describing the constructive conveyor parameters influence on the natural frequencies are obtained.

Стаття надійшла до редакції 14.04.2010