

5. ПИТАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ РОБОТІВ

УДК 62-26:62-50

¹Шатохін В.М., д.т.н., професор
shatokhinvlm@gmail.com

²Соболь В.М., к.т.н., доцент
sobol_vn@ukr.net

СИНТЕЗ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНИХ МОНТАЖНИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ СКЛАДАЛЬНИХ РОБОТІВ ЗА ВЛАСНИМИ ФОРМАМИ КОЛИВАНЬ

¹Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова,

²Національний аерокосмічний університет ім. М.С. Жуковського

«Харківський авіаційний інститут»

Вступ. Актуальною в різних галузях промисловості є проблема автоматизація складання із застосуванням роботів (маніпуляторів) для збільшення продуктивності праці, вивільнення робочих рук, підвищення якості робіт, а також при виконанні небезпечних для здоров'я, фізично важких і монотонних робіт. Одним з перспективних напрямків при вирішенні цієї проблеми є застосування так званих некерованих, зокрема, вібраційних монтажних пристроїв. Використання їх дозволяє відмовитися при складанні навіть неосесиметричних деталей без фасок від дорогих датчиків і сервоприводів, не висуває високих вимог до жорсткості всієї конструкції робота. Складання здійснюється наступним чином. Грейфер робота "грубо" підводить деталь, яка встановлена в вібраційному монтажному пристрою, до місця з'єднання з іншою деталлю (наприклад, плунжер до гільзи плунжера). Включається монтажний пристрій, деталь починає здійснювати певні просторові коливання, при цьому відбувається з'єднання деталей, навіть незважаючи на те, що спочатку положення деталі, що монтується, було неточним. Просторові коливання пристрою та деталі надаються електромотором з дебалансом, встановленим на монтажному пристрої.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Аналіз конструктивних особливостей вібраційних монтажних пристроїв дано у роботах [1, 2]. Там же викладено найпростіші прийоми вибору параметрів механізмів. Моделюванню динамічних процесів у деяких пристроях розглянуто у статтях [1, 3].

Створені зразки складальних пристроїв підтвердили їхню високу ефективність. Однак недостатня розробка математичних моделей зазначених пристроїв, методів їх дослідження, оптимального вибору параметрів і режимів роботи ускладнює шляхи вдосконалення існуючих конструкцій і раціонального компоновання аналогічних механізмів.

Мета та постановка задачі. Метою роботи є побудова математичних моделей динамічних процесів у вібраційних монтажних пристроях, а також розробка алгоритмів синтезу їх параметрів. Моделі повинні володіти можливостями дослідження руху ланок механізму і характерних точок деталей, що монтуються не тільки в процесі пуску, але і на усталених режимах.

Математична модель вібраційного монтажного механізму. На рис. 1 показана схема механізму для складального пристрою. Конструктивне пристрій складається з кількох жорстких тіл, з'єднаних між собою пружними елементами: 1 – основа для кріплення механізму до руки маніпулятора; 2 – кільце; 3 – похилі стержні; 4 – грейфер; 5 – деталь, що монтується; 6 – пластинчасті пружини; 7 – тахометр; 8 – електромотор; 9 – дебаланс; 10 – пластина пружної опори збудника, яка вигнута під кутом 45° і кріпиться до кільця так, щоб вісь електромотора утворювала кути в 45° з напрямками паралельними осям плоских пружин.

Узагальнені координати. Нерухому систему координат зв'яжемо з маніпулятором, її початок помістимо в площині кріплення грейфера до плоских пружин (передбачається, що

вони статично деформовані). Осі Ox і Oy направляємо вздовж зазначених пружин, а вісь Oz вертикально вгору. Положення кільця в нерухомій системі координат $Oxyz$ з точністю до нескінченно малих вищого порядку визначається трьома узагальненими координатами: x , y , φ . Координати x і y визначають положення центру мас кільця. Координата φ визначає поворот рухомий, жорстко пов'язаної з кільцем системи координат $O_1x_1y_1z_1$, по відношенню до нерухомої.

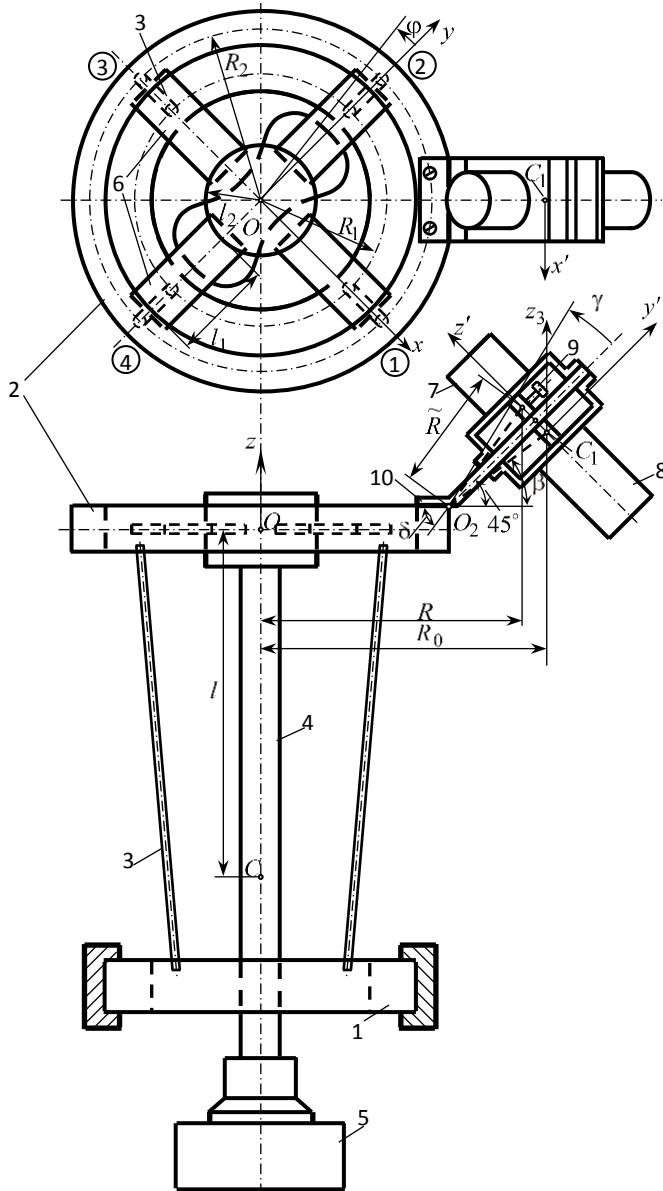


Рис. 1. Схема вібраційного монтажного механізму

виявилось можливим представити у вигляді

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{P}, \quad (1)$$

де \mathbf{M} – матриця інерції; $\mathbf{q} = [x, y, \varphi, \vartheta_{x_1}, \vartheta_{y_1}, z_1, \gamma]^T$ – вектор узагальнених координат (t – знак транспонування); $\mathbf{K} = \text{diag}\{4c, 4c, 4cR_2^2, \tilde{c}, \tilde{c}, 4c_1, c_2\}$ – діагональна матриця жорсткості; c , \tilde{c} , c_1 , c_2 – еквівалентні коефіцієнти жорсткості відповідно стержня на вигин, пластинчастих пружин при повороті грейфера, пластинчастої пружини на вигин, пружної опори збудника;

Можна показати, що положення грейфера по відношенню до кільця з точністю до нескінченно малих вищих порядків також визначається трьома узагальненими координатами: координати ϑ_{x_1} , ϑ_{y_1} характеризують обертання грейфера навколо осей Ox_1 і Oy_1 ; координата $z_1 = z$ – вертикальне зміщення точки підвісу. Експерименти показали, що на експлуатаційних режимах роботи механізму, положення збудника по відношенню до кільця цілком визначається кутовою координатою γ , а його пружну опору можна моделювати шарніром зі спіральною пружиною (точка O_2 на рис. 1), коефіцієнт жорсткості якої легко визначається експериментальним шляхом.

Таким чином рух механізму характеризують сім узагальнених координат: x , y , φ , ϑ_{x_1} , ϑ_{y_1} , z_1 , γ .

Диференціальні рівняння коливань механізму. Виконавши стандартні операції зі складання рівнянь Лагранжа 2-го роду (складні та громіздкі викладки, пов'язані з отриманням кінетичної енергії та узагальнених сил, через обмеженість місця тут не наведено), диференціальні рівняння малих коливань механізму

$$\mathbf{P} = \left[\frac{F\sqrt{3}}{2} \sin(\omega t + \psi), -\frac{F\sqrt{3}}{2} \sin(\omega t - \psi), -FR \sin \omega t, 0, 0, 0, -F \cos \omega t \tilde{R} \sin(\delta - 45^\circ) \right]^T - \text{вектор}$$

збурювання; $F = m\omega^2 r$ – амплітуда відцентрової сили інерції дебалансу; m – маса дебалансу; r – відстань від центру мас дебалансу до осі електродвигуна.

Для ненульових елементів матриці інерції отримано такі вирази:

$$\begin{aligned} m_{1,1} &= m_1 + m_2 + m_3, & m_{1,3} &= m_{3,1} = -m_{2,3} = -m_{3,2} = -m_3 R_0 \cos 45^\circ, & m_{1,5} &= m_{5,1} = -m_2 l, \\ m_{1,7} &= m_{7,1} = m_{2,7} = m_{7,2} = -m_3 R^* \sin \beta \cos 45^\circ, & m_{2,2} &= m_1 + m_2 + m_3, & m_{2,4} &= m_{4,2} = m_2 l, \\ m_{3,3} &= J_{z_1} + J_{\zeta} + J_{z_3} + m_3 R_0^2, & m_{4,4} &= J_{\xi} + m_2 l^2, & m_{5,5} &= J_{\eta} + m_2 l^2, & m_{6,6} &= m_2, \\ m_{7,7} &= m_3 R^{*2} + J_{x'}, \end{aligned}$$

де m_1 – маса кільця; m_2 – маса грейфера та деталі; m_3 – маса збудника (електромотор, тахометр та дебаланс); R^* – відстань від центру мас збудника до осі шарніра; J_{z_1} – момент інерції кільця відносно вертикальної осі; J_{ξ} , J_{ζ} , J_{η} – моменти інерції грейфера та деталі відносно відповідно осей $C\xi$, $C\eta$, $C\zeta$, які є головними центральними осями інерції і в положенні рівноваги паралельні відповідним осям системи координат $Oxyz$; $J_{x'}$, J_{z_3} – моменти інерції збудника відносно відповідно осей C_1x' і C_1z_3 . Інші позначення дано на рис. 1.

Розрахунково-експериментальні дослідження динамічних процесів. Для уточнення параметрів моделі використовувалися отримані в експерименті частоти та форми власних коливань. На рис. 2 наведено найважливіші з практичної точки зору розрахункові форми коливань, отримані після коригування моделі. Для зручності зображення кутові координати попередньо множилися на характерні лінійні розміри: φ – на R_2 ; ϑ_{x_1} і ϑ_{y_1} – на l ; γ – на R^* .

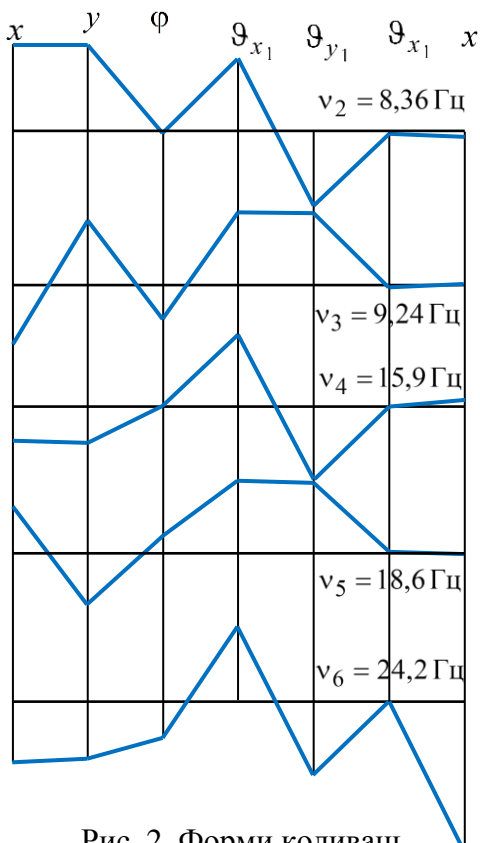


Рис. 2. Форми коливань

Алгоритм синтезу формами коливань.

Особливість пристрою полягає в тому, що він працює поблизу резонансу. Ця обставина дає можливість при розв'язанні задачі синтезу користуватися розрахунками власних коливань, оскільки форма останніх близька до форми резонансних коливань.

Конструктивні міркування вимагають, щоб на експлуатаційному режимі зміни координат ϑ_{x_1} , ϑ_{y_1} і φ були максимальними (для полегшення та прискорення монтажу), а зміни координат x і y – мінімальними (з метою зменшення вібрацій всього монтажного пристрою). Задача тому ставиться так. Необхідно розглянути форми власних коливань моделі механізму і сприятливі з них “поліпшити” у зазначеному вище сенсі варіюючи конструктивні параметри.

Можливий шлях розв'язанні задачі – використання ідей теорії чутливості [4]. Нехай після розв'язанні задачі про власні значення та власні вектори

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) \Phi = 0 \quad (2)$$

для рівняння

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{z}} + \mathbf{K}\mathbf{z} = 0 \quad (3)$$

виявилось доцільним власному вектору Φ_i ($i = \overline{1, n}$; у нашому випадку $n = 7$) надати більш сприятливу конфігурацію Φ_i^* . Позначимо зміну Φ_i через

$$\Delta \Phi_i = \Phi_i^* - \Phi_i. \quad (4)$$

Вважаючи $\Delta \Phi_i$ достатньо малим, введемо у розгляд частинні похідні вектора Φ_i за параметрами p_k ($k = \overline{1, m}$), що варіюються; тоді з точністю до малих другого порядку можна записати

$$\Delta \Phi_i = \sum_{k=1}^m \frac{\partial \Phi_i}{\partial p_k} \Delta p_k, \quad (5)$$

де Δp_k – зміна k -го параметра.

Справедливим є очевидне розкладання

$$\frac{\partial \Phi_i}{\partial p_k} = \sum_{j=1}^n a_{ijk} \Phi_j \quad (j = \overline{1, n}). \quad (6)$$

Якщо тепер вираз

$$(-\omega_i^2 \mathbf{M} + \mathbf{K})\Phi_i = 0$$

продиференціювати за параметром p_k та помножити зліва на Φ_l^T ($l \neq i$), то з урахуванням (6) отримаємо

$$a_{ilk} = \frac{\Phi_l^T \left(\frac{\partial \mathbf{K}}{\partial p_k} - \omega_i^2 \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial p_k} \right) \Phi_i}{(\omega_i^2 - \omega_l^2) \Phi_l^T \mathbf{M} \Phi_l}. \quad (7)$$

Якщо $l = i$, то доцільно покласти $a_{iik} = 0$.

З урахуванням (6) виразу (5) можна надати вигляду

$$\Delta \Phi_i = \mathbf{S} \Delta \mathbf{p}, \quad (8)$$

де \mathbf{S} – матриця чутливості; $\Delta \mathbf{p} = [\Delta p_1, \dots, \Delta p_m]^T$ – вектор зміни параметрів.

Вираз (8) можна розглядати як рівняння відносно $\Delta \mathbf{p}$. Залежно від співвідношення n і m для $\Delta \mathbf{p}$ мають місце такі вирази:

$$\Delta \mathbf{p} = (\mathbf{S}^T \mathbf{S})^{-1} \mathbf{S}^T \Delta \Phi_i \quad (m < n); \quad (9)$$

$$\Delta \mathbf{p} = \mathbf{S}^{-1} \Delta \Phi_i \quad (m = n); \quad (10)$$

$$\Delta \mathbf{p} = \mathbf{S}^T (\mathbf{S} \mathbf{S}^T)^{-1} \Delta \Phi_i \quad (m > n). \quad (11)$$

Формула (9) одержана методом найменших квадратів. За допомогою виразу (11) з нескінченної множини розв'язків виділяється єдине, що має властивість $\|\Delta \mathbf{p}\|_2 \Rightarrow \min$.

Нове значення вектора параметрів, що відповідає змінній формі, наближено представимо у вигляді

$$\mathbf{p} = \mathbf{p}_0 + \Delta \mathbf{p}, \quad (12)$$

де \mathbf{p}_0 – вихідний вектор параметрів.

У формулі (5) $\Delta \Phi_i$ передбачається малим, що рідко виконується. Для більших значень $\Delta \Phi_i$ розроблений спеціальний алгоритм, що дозволяє визначити необхідні зміни параметрів за допомогою однієї з формул (9) - (11).

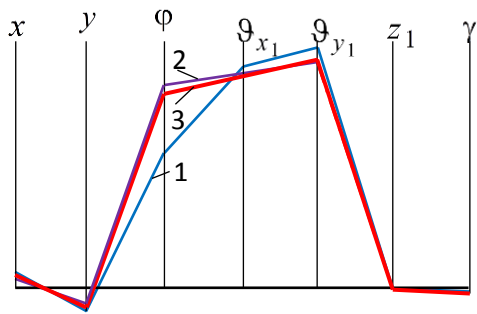
Зауважимо, що такий підхід можна застосувати і у разі одночасного коригування кількох форм коливань.

Результати оптимізації за формами коливань. У якості параметрів, що варіюються, розглядалися: $p_1 = d_c^4$; $p_2 = h^3$; (d_c – діаметр стержня; h – товщина пластинчастої пружини).

Ці параметри не входять до матриці інерції, тому $\frac{\partial \mathbf{M}}{\partial p_1} = \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial p_2} = 0$. Для похідних від матриці жорсткості з урахуванням явних виразів для s , \tilde{c} , c_1 , c_2 маємо:

$$\frac{\partial \mathbf{K}}{\partial p_1} = \text{diag} \left\{ 4 \frac{3\pi E}{16l_c^3}, 4 \frac{3\pi E}{16l_c^3}, 4R_2^2 \frac{3\pi E}{16l_c^3}, 0, 0, 0, 0 \right\}; \quad \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial p_2} = \text{diag} \left\{ 0, 0, 0, sb, sb, 4 \frac{Eb}{l_1^3}, 0 \right\},$$

$$\text{де } s = \frac{l_2(l_1 + 2l_2)E}{l_1^3} + \frac{(4l_1 + 6l_2)E}{6l_1^2} + \frac{0,6G}{l_1}.$$



На рис. 3 наведено результати оптимізації п'ятої форми коливань. У якості бажаної форми коливань узятa розрахункова форма, у якій значення координати ϕ збільшено на 30% і настільки ж відсотків зменшено значення координат x і y ; інші координати бралися без змін. На рисунку ця форма показана після відповідного нормування, прийнятого у програмі

$$\Phi_5 \Phi_5^T = 1,$$

Рис. 3. Синтез п'ятої форми коливань:

1 – вихідна; 2 – бажана; 3 – після синтезу через що значення координат θ_{x_1} , θ_{y_1} і γ мають дещо менші значення, ніж у вихідній формі. З рисунку видно, що форма, отримана після оптимізації, має сприятливішу конфігурацію, ніж вихідна, особливо для координати ϕ .
Значення параметрів, що варіюються, виявилися такими: $d_c = 0,288 \cdot 10^{-2}$ м; $h = 0,177 \cdot 10^{-2}$ м. Відповідне значення п'ятої частоти – 24,25 Гц.

Висновки. 1. Побудовано математичну модель вібраційного монтажного пристрою для складального робота. 2. Запропоновано алгоритм синтезу параметрів пристрою за власними формами коливань. 3. Викладений підхід перспективний при створенні та вдосконаленні аналогічних конструкцій.

Список використаних джерел

1. Shatokhin V.M., Sobol V.N., Wójcik W., Mussabekova A., Baitussupov D. Dynamical processes simulation of vibrational mounting devices and synthesis of their parameters. Przegląd Elektrotechnicz.– Vol 2019.– No 4.– P. 86-92.
2. Vartanov M.V., Wojkova L.V., Zinina I.N. Mathematical model of robotic assembly by means of adaptation and low-frequency vibration. Assembly Automation.– 2017.– 37.– P. 130-134.
3. Шатохин В.М. Моделирование динамических процессов в вибрационных монтажных устройствах для сборочных роботов. Вібрації в техніці та технологіях.– 2010.– 3 (59).– С. 143-153.
1. Charles W. White, Bruce D. Maytum. Eigensolution sensitivity to parametric model perturbations. The shock and vibration bulletin.– 1996.– 46.– P. 123-133.