

МОДЕЛЮВАННЯ УСТАЛЕНИХ І ПЕРЕХІДНИХ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ВІБРАЦІЙНИХ МОНТАЖНИХ ПРИСТРОЯХ ДЛЯ СКЛАДАЛЬНИХ РОБОТІВ

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

²Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. 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 розглянутих пристроях, синтезу їхніх параметрів за власними формами коливань присвячені статті [3, 4].

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 компонування аналогічних механізмів.

Мета та постановка задачі. Метою роботи є побудова комплексної математичної моделі динамічних процесів у вібраційному монтажному пристрої для складального робота, яка дозволяє дослідити процес пуску механізму, усталенні режими, просторові рухи будь-яких точок деталі, що монтується. Вибір раціональної моделі регульованого пуску електродвигуна з дебалансом, який надає просторові коливання грейферу і деталі. Проведення розрахункових досліджень динамічних процесів при пуску механізму і на усталених режимах при монтажі деталі. Дослідження просторових рухів характерних точок деталі, що монтується.

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.

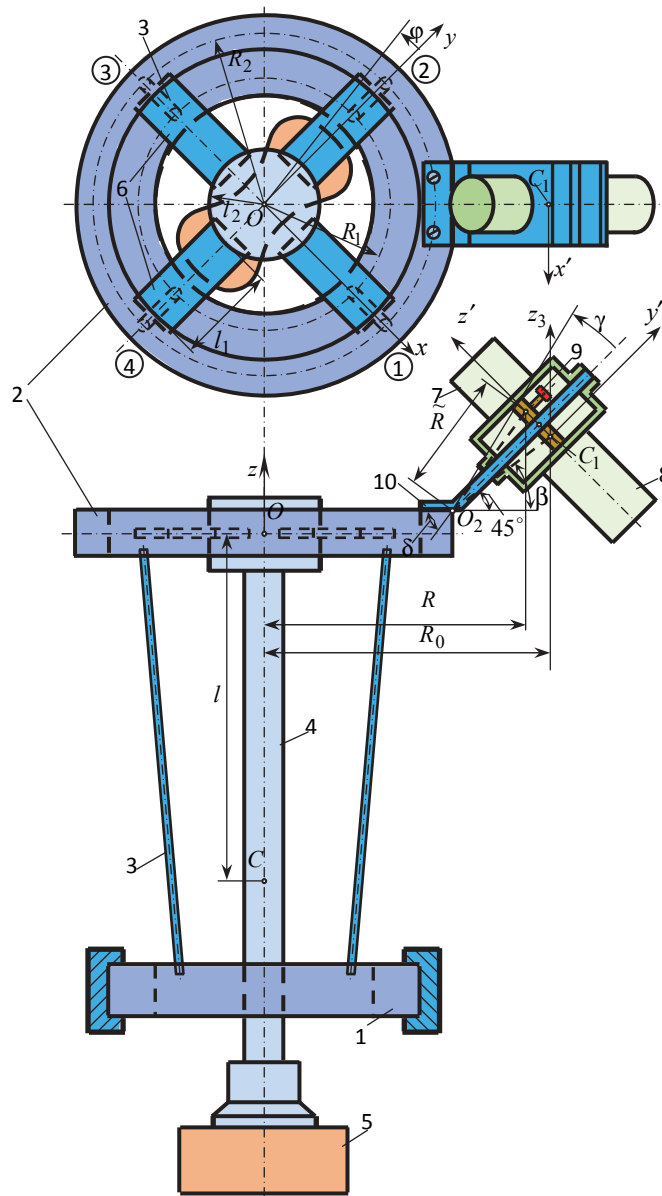


Рис. 1. Схема вібраційного монтажного механізму

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: $x, y, \varphi, \vartheta_{x_1}, \vartheta_{y_1}, z_1, \gamma$.

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 виявилось можливим представити у вигляді

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

де $\mathbf{q} = [x, y, \varphi, \vartheta_{x_1}, \vartheta_{y_1}, z_1, \gamma]^T$ – вектор узагальнених координат (т – знак транспонування); \mathbf{M} – матриця інерції; $\mathbf{B} = \text{diag}\{\beta_x, \beta_y, \beta_\varphi, \beta_{\vartheta_{x_1}}, \beta_{\vartheta_{y_1}}, \beta_{z_1}, \beta_\gamma\}$ – діагональна матриця демпфування; $\beta_x, \beta_y, \beta_\varphi, \beta_{\vartheta_{x_1}}, \beta_{\vartheta_{y_1}}, \beta_{z_1}, \beta_\gamma$ – еквівалентні коефіцієнти в'язкого опору, що відповідають узагальненим швидкостям $\dot{x}, \dot{y}, \dot{\varphi}, \dot{\vartheta}_{x_1}, \dot{\vartheta}_{y_1}, \dot{z}_1, \dot{\gamma}$; $\mathbf{C} = \text{diag}\{4c, 4c, 4cR_0^2, \tilde{c}, \tilde{c}, 4c_1, c_2\}$ – 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;

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

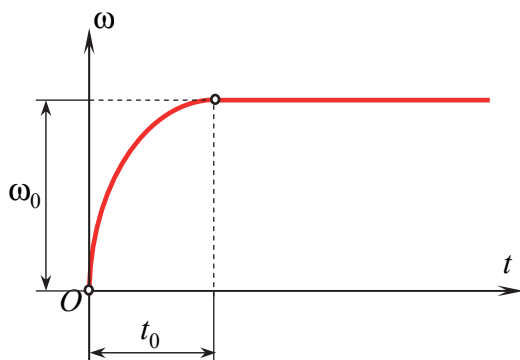
$$\begin{aligned} m_{1,1} &= m_1 + m_2 + m_3, & m_{1,3} &= m_{3,1} = -m_{2,3} = -m_{3,2} = -m_3 R_0 \cos 45^\circ, & m_{1,5} &= m_{5,1} = -m_2 l, \\ m_{1,7} &= m_{7,1} = m_{2,7} = m_{7,2} = -m_3 R^* \sin \beta \cos 45^\circ, & m_{2,2} &= m_1 + m_2 + m_3, & m_{2,4} &= m_{4,2} = m_2 l, \\ m_{3,3} &= J_{z_1}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

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 $C\xi, C\eta, Cz$, 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' и C_1z_3 . Інші позначення дано на рис. 1.

Розрахункові дослідження усталених та перехідних динамічних процесів. Побудована повна модель (1) надає можливість аналізувати динамічні процеси як при пуску механізму, так і на усталених режимах, вивчати геометрію рухів ланок пристрою та деталей, які монтуються, що разом із запропонованим у роботах [3, 4] алгоритмом синтезу параметрів пристрою за власними формами коливань розширює можливості раціонального вибору параметрів.

Залежність кутової швидкості ротора електродвигуна від часу при включенні пристрою має вигляд, наведений на графіці рис. 2. Для інтервалу часу $0 \leq t \leq t_0$ взято

квадратичний закон зміни кутової швидкості, що добре погоджується з даними експериментів. Залежність кута повороту ротора електродвигуна від часу виявляється при цьому наступною:



$$\psi = \begin{cases} -\frac{\omega_0(t-t_0)^3}{3t_0^2} + \omega_0 t - \frac{\omega_0 t_0}{3}, & t \leq t_0; \\ \frac{2}{3}\omega_0 t_0 + \omega_0(t-t_0), & t > t_0, \end{cases}$$

де ω_0 – кутова швидкість режиму (керований параметр); t_0 – час встановлення.

Рис. 2. Закон зміни кутовий швидкості електродвигуна під час пуску

Характер зміни узагальнених координат x , y , φ , ϑ_{x_1} при пуску пристрою ілюструють рис. 3-6.

Розрахунки проведені при $t_0 = 2\text{с}$, $\omega_0 = 152,05\text{ рад/с}$ ($n_0 = 1452\text{ об/хв}$). У цьому випадку реалізуються резонансні коливання поблизу 5-ої власної частоти механізму ($\nu_5 = 24,2\text{ Гц}$) [3, 4], коли значно змінюються координати ϑ_{x_1} , ϑ_{y_1} і досить суттєві зміни координат x , y , φ . Такий режим сприяє швидкому поєднанню деталей, що підтверджується досвідченим шляхом.

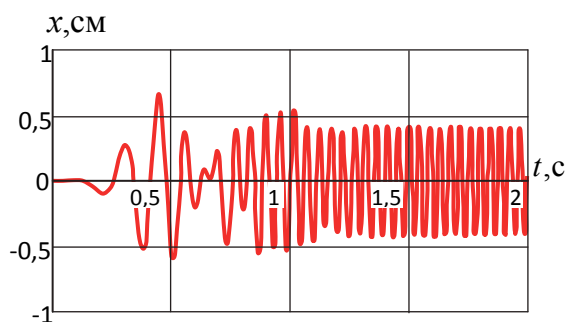


Рис. 3. Закон зміни координати x

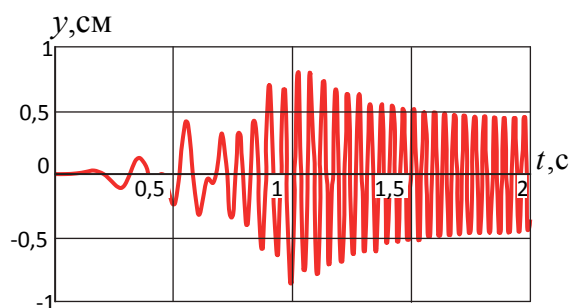


Рис. 4. Закон зміни координати y

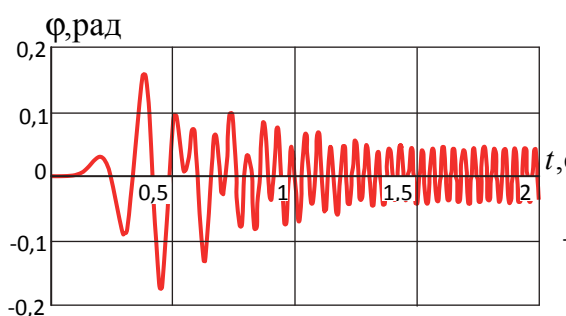


Рис. 5. Закон зміни кута повороту φ

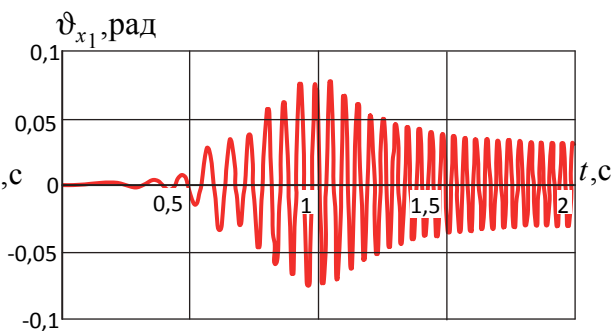


Рис. 6. Закон зміни кута повороту ϑ_{x_1}

Просторові рухи деяких характерних точок основи деталі (рис. 7; координати дані в міліметрах), що монтується, показані на рис. 8-10.

Висновки. 1. Побудована комплексна математична модель динамічних процесів у вібраційному монтажному пристрої для складального робота, що дозволяє досліджувати процес пуску механізму, усталені режими, просторові рухи будь-яких точок деталі, що

монтується. 2. Запропоновано раціональну модель регульованого пуску електродвигуна з дебалансом, що надає просторові коливання грейферу та деталі. 3. Наведено результати розрахункових досліджень динамічних процесів при пуску механізму і на усталених режимах при монтажі деталі. 4. Досліджено просторові рухи характерних точок деталі, що монтується. 5. Результати досліджень перспективні при створенні та вдосконаленні аналогічних конструкцій.

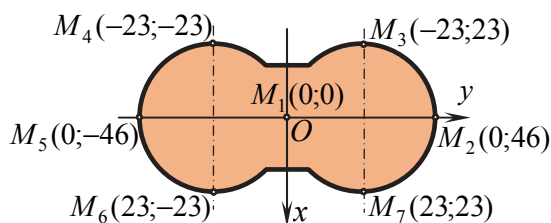


Рис. 7. Розташування характерних точок основи деталі, що монтується

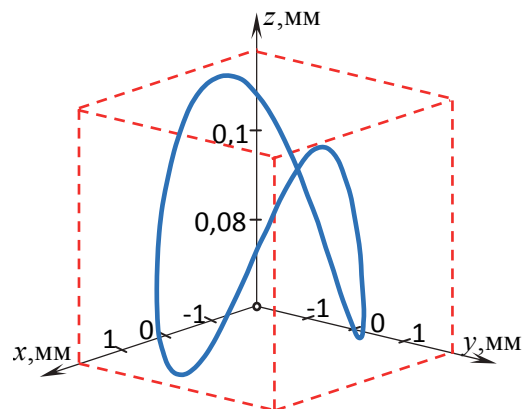


Рис. 8. Траєкторія руху точки M_1

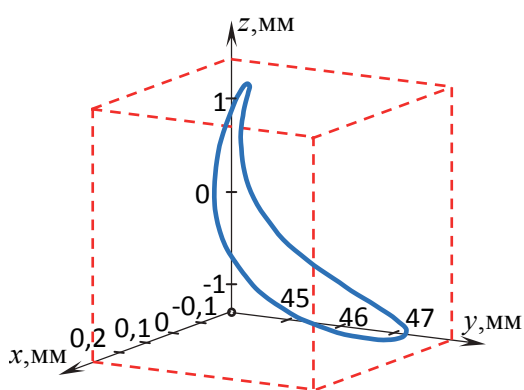


Рис. 9. Траєкторія руху точки M_2

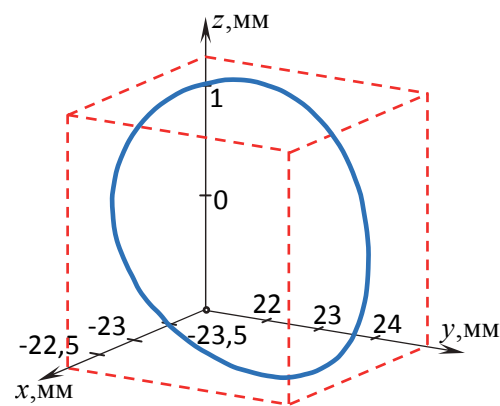


Рис. 10. Траєкторія руху точки M_3

Список використаних джерел

1. Shatokhin, V. M. Dynamical processes simulation of vibrational mounting devices and synthesis of their parameters / V. M. Shatokhin, V. N. Sobol, W. Wójcik, A. Mussabekova, D. Baitussupov // *Przegląd Elektrotechniczny*. – Vol 2019. – No 4. – P. 86-92.
2. Vartanov, M. V. Mathematical model of robotic assembly by means of adaptation and low-frequency vibration / M. V. Vartanov, L. V. Bojkova, I. N. Zinina // *Assembly Automation*. – 2017. – 37. – P. 130-134.
3. Шатохин, В. М. Моделирование динамических процессов у вибрационных монтажных устройствах для складальных роботов / В. М. Шатохин // *Вібрації в техніці та технологіях*. – 2010. – 3 (59). – С. 143-153.
4. Шатохин, В. М. Синтез параметрів вібраційних монтажних пристроїв для складальних роботов за власними формами коливань / В.М. Шатохин, В. М. Соболев // *Матеріали тридцять третьої міжнародної конференції «Нові технології в машинобудуванні»*. – Харків: Видавництво Іванченка І.С., 2023. – С. 106-110.
https://library.khai.edu/library/fulltexts/doc/Novi_Tekhnologii_2023.pdf