

УДК 534.1, 621.81-192

В.П. Шпачук¹, В.В. Дудко²

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

²Державне підприємство "ХКБМ" імені О.О. Морозова, Україна

ВИПРОБУВАННЯ ОБ'ЄКТІВ НА ВІБРАЦІЙНУ НАДІЙНІСТЬ НА БАЗІ СИЛОВИХ БАГАТОКООРДИНАТНИХ СИСТЕМ З УРАХУВАННЯМ ЕРГОНОМІЧНИХ ВИМОГ

Розглянуто структури систем випробувань об'єктів на вібраційну надійність, що реалізовано на базі багатокординатних силових вібростендів з урахуванням ергономічних вимог. Встановлено, що системи випробувань об'єктів, побудованих на базі силових багатокординатних вібростендів, належать до класу багатовимірних систем керування зі змінними параметрами. Отримано рівняння для визначення параметрів сил збудження, що припускають спеціальне резонансне налаштування пружних елементів підвіски платформи стенду.

Ключові слова: силовий вібростенд, система випробувань, ергономічні вимоги, зв'язаність коливань між лінійними і кутовими координатами, резонансне налаштування.

Постановка проблеми

У комплексі заходів щодо підвищення надійності й поліпшення експлуатаційних параметрів об'єктів нової техніки, призначеної для роботи в умовах інтенсивних динамічних [1-3] й статичних [4,5] навантажень, центральною ланкою є випробування і прогнозування міцності й усталеності функціонування [6-8]. Вібраційні випробування належать до одного з головних видів дослідження конструкцій, машин, вузлів і блоків виробів транспортної, будівельної і авіаційної техніки на механічні впливи, метою яких є визначення здатності виробу виконувати свої функції в межах установлених норм [9, 10], а також його спроможності протистояти руйнівальному впливу вібраційних навантажень, що створюються під час роботи [11, 12]. У складних об'єктах, що мають широкий спектр власних частот, можливе одночасне збудження декількох резонансних режимів у разі дії полігармонійного, ударного та випадкового збурення [13, 14].

Системи випробувань об'єктів, що реалізовані на базі багатокординатних кінематичних вібростендів [2, 15] не можуть бути використані при створенні випробувальної системи, конструктивна схема стенду якої побудована на силовому принципі збудження багатокординатних вібрацій. Обумовлено це наступними важливими конструктивними особливостями стендів, що використовуються: роздільним (незалежним) регулюванням амплітуди, частоти і фази збуджуючих сил вібростенду; залежністю напрямку дії збуджуючих сил вібростенду від теку-

чих коливань платформи стенду в нерухомій системі координат [11, 16].

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Завдання випробувальної техніки (випробувальних систем) полягає в тому, щоб максимально наблизити умови стендових випробувань до умов експлуатації, кількісно й якісно визначити і проаналізувати можливі зміни в цих умовах основних властивостей, функцій і характеристик вузлів, блоків і їхніх матеріалів. Тому в роботі визначено у якості актуальних дослідження, спрямовані на створення систем випробувань об'єктів, побудованих на базі силових віброзбуджувачів з урахуванням їх особливостей. В роботах [1, 2, 12] розглянуто структури систем випробувань об'єктів, що реалізовано на базі багатокординатних кінематичних вібростендів. Проте вони не можуть бути використані при створенні випробувальної системи, конструктивна схема стенду якої побудована на силовому принципі збудження багатокординатних вібрацій. Обумовлено це змінністю параметрів математичної моделі вібростенду від напряму дії сил, що змушують, в нерухомій системі координат від кутових коливань платформи і проявляється у вигляді зв'язності коливань платформи через узагальнені координати θ , ψ , φ , частоти і фази сил збудження віброзбудників; залежністю напрямку дії сил, що вимушують, в нерухомій системі координат від поточних коливань платформи.

Формулювання мети статті

Розробити з урахуванням ергономічних вимог структури систем випробувань об'єктів, побудованих на базі силових багатокоординатних вібростендів. Встановити змінність параметрів математичної моделі стенду від напрямку дії сил, що змушують, в нерухомій системі координат, від кутових коливань платформи через узагальнені кутові координати θ , ψ , φ . Тому в роботі визначено у якості актуальних дослідження, спрямовані на створення систем випробувань об'єктів, побудованих на базі силових вібростендів з урахуванням їх механічних параметрів й конструктивних особливостей.

Виклад основного матеріалу

В роботі розглянуто структури систем випробувань об'єктів, побудованих на базі силових багатокоординатних вібростендів, встановлено, що вібростенд належить до класу багатозв'язних об'єктів управління зі змінними параметрами [1]. Змінність параметрів математичної моделі стенду зумовлена залежністю напрямку дії сил, що змушують, в нерухомій системі координат від кутових коливань платформи і проявляється у вигляді зв'язності коливань платформи через узагальнені координати θ , ψ , φ . Схема аналізованого в роботі вібростенда з силовим способом збудження просторових коливань приведена на рис.1, де 1 – платформа; 2 – об'єкт випробувань, жорстко закріплений на платформі; 3-26 – пружні елементи підвіски платформи з коефіцієнтами жорсткості c_{3-26} і демпфірування h_{3-26} ; F_{1-6} – зовнішні сили, що збуджують вібрацію, лінії дії яких паралельні осям рухомої системи координат $O_1x_1y_1z_1$, полюс якої співпадає з центром мас системи «платформа – об'єкт», а осі не є головними осями інерції системи; O_{xyz} – інерціальна система координат; $O_2x_2y_2z_2$ – система координат що поступально рухається відносно інерціальної системи координат; M – маса системи «платформа – об'єкт». Узагальненими координатами для вібростенда цієї схеми є координати x, y, z центру мас системи в інерціальній системі координат і кути Ейлера θ, ψ, φ .

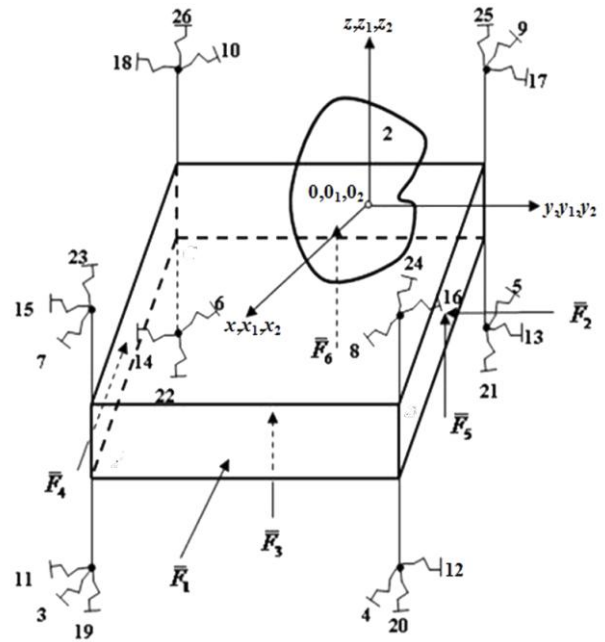


Рис.1. Схема силового вібростенда

Система диференціальних рівнянь руху вібростенда у такому разі, враховуючи [1,3,11], має вигляд:

$$\begin{aligned}
 x &= W_x F_{11} - \varphi(W_{x\varphi} - F_{13}) + \psi(W_{x\psi} - F_{12}) ; \\
 y &= W_y F_{12} - \psi(W_{y\psi} - F_{11}) + \theta(W_{y\theta} - F_{13}) ; \\
 z &= W_z F_{13} - \theta(W_{z\theta} - F_{12}) + \varphi(W_{z\varphi} - F_{11}) ; \\
 \psi &= W_{\psi} F_{12}x_{12B} - F_{11}y_{11B} + xW_{x\psi} - yW_{y\psi} + \\
 &+ \varphi(W_{\psi\varphi} + F_{12}z_{12B} - F_{13}y_{13B}) + \theta(W_{\psi\theta} + \\
 &+ F_{11}z_{11B} - F_{13}x_{13B}) ; \\
 \theta &= W_{\theta} F_{13}y_{13B} - F_{12}z_{12B} + yW_{y\theta} - zW_{z\theta} + \psi W_{\psi\theta} + \\
 &+ \varphi(W_{\theta\varphi} + F_{12}x_{12B} - F_{11}y_{11B}) ; \\
 \varphi &= W_{\varphi} F_{11}y_{11B} - F_{13}x_{13B} - xW_{x\varphi} + \\
 &+ zW_{z\varphi} + \psi W_{\psi\varphi} + \theta W_{\theta\varphi},
 \end{aligned} \tag{1}$$

де
$$W_x = \frac{1}{Mp^2 + \sum_{i=3}^{10} h_i p + c_i}$$
;

$$W_y = \frac{1}{Mp^2 + \sum_{i=11}^{18} h_i p + c_i} ; W_{x\varphi} = \sum_{i=3}^{10} z_{in} (h_i p + c_i) ;$$

$$W_{x\psi} = \sum_{i=3}^{10} y_{in} h_i p + c_i ;$$

$$W_{y\psi} = \sum_{i=11}^{18} x_{in} h_i p + c_i ; W_{y\theta} = \sum_{i=11}^{18} z_{in} h_i p + c_i ;$$

$$W_z = \frac{1}{Mp^2 + \sum_{i=19}^{26} h_i p + c_i} ;$$

$$W_{z\theta} = \sum_{i=19}^{26} y_{in} h_i p + c_i ; W_{z\varphi} = \sum_{i=19}^{26} x_{in} h_i p + c_i ;$$

$$W_{\theta} = \frac{1}{J_{x_i x_i} p^2 + \sum_{i=11}^{18} z_{i\bar{i}}^2 h_i p + c_i + \sum_{i=19}^{26} y_{i\bar{i}}^2 h_i p + c_i} ;$$

$$W_{\theta\varphi} = J_{y_i x_i} p^2 + \sum_{i=19}^{26} x_{i\bar{i}} y_{i\bar{i}} h_i p + c_i ;$$

$$W_{\psi} = \frac{1}{J_{z_i z_i} p^2 + \sum_{i=3}^{10} y_{in}^2 h_i p + c_i + \sum_{i=11}^{18} x_{in}^2 h_i p + c_i} ;$$

$$W_{\psi\varphi} = J_{y_i z_i} p^2 + \sum_{i=3}^{10} y_{in} z_{in} h_i p + c_i ;$$

$$W_{\psi\theta} = J_{x_i z_i} p^2 + \sum_{i=11}^{18} x_{in} z_{in} h_i p + c_i ;$$

$$W_{\theta} = \frac{1}{J_{x_i x_i} p^2 + \sum_{i=11}^{18} z_{in}^2 h_i p + c_i + \sum_{i=19}^{26} y_{in}^2 h_i p + c_i} ;$$

$$W_{\theta\varphi} = J_{x_i y_i} p^2 + \sum_{i=19}^{26} y_{in} x_{in} h_i p + c_i ;$$

$$W_{\theta\psi} = J_{x_i y_i} p^2 + \sum_{i=19}^{26} y_{in} x_{in} h_i p + c_i ;$$

$$W_{\varphi} = \frac{1}{J_{y_i y_i} p^2 + \sum_{i=3}^{10} z_{in}^2 h_i p + c_i + \sum_{i=19}^{26} x_{in}^2 h_i p + c_i} ;$$

$$F_{11} = F_1 + F_4 ; F_{12} = F_2 ; F_{13} = F_3 + F_5 + F_6 ;$$

$$F_{12} x_{12B} = F_2 x_{2B} ; F_{11} y_{11B} = F_1 y_{1B} + F_4 y_{4B} ;$$

$$F_{12} z_{12B} = F_2 z_{2B} ; F_{13} y_{13B} = F_3 y_{3B} + F_5 y_{5B} + F_6 y_{6B} ;$$

$$F_{11} z_{11B} = F_1 z_{1B} + F_4 z_{4B} ;$$

$$F_{13} x_{13B} = F_3 x_{3B} + F_5 x_{5B} + F_6 x_{6B} ;$$

$x_{in}, y_{in}, z_{in}, x_{iB}, y_{iB}, z_{iB}$ – координати точок закріплення пружних елементів підвіски платформи і прикладання до неї зовнішніх сил, що збуджують вібрацію, у системі координат $Oxyz$.

Відповідно до рівнянь (1) вібростенд належить до класу багатозв'язних об'єктів управління зі змінними параметрами [1, 2]. Змінність параметрів математичної моделі стенду обумовлена залежністю напрямку дії сил, що змушують, в нерухомій системі координат від кутових коливань платформи і проявляється у вигляді зв'язаності коливань платформи через узагальнені координати θ, ψ, φ . Це призводить до появи, наприклад, в спектрі коливань платформи у напрямку узагальненої координати x сумарних і різницевих частот сил F_{12}, F_{13} , що змушують, і кутових коливань ψ и φ платформи. Обмеженість функціональних можливостей силових вібробудників стендів, а саме: жорстке стаціонарне закріплення вібробудників на корпусі платформи

стенду; роздільне регулювання амплітуди і фази сил, що змушують, їх моногармонійність, не дозволяють виключити вказану вище зв'язаність коливань платформи шляхом формування спеціальних законів зміни в часі узагальнених сил F_{11}, F_{12}, F_{13} . Розробка структури системи випробувань об'єктів в даному випадку є дуже складним завданням, оскільки підсистема управління стендом виявляється некерованою [1,3]. Реальним шляхом усунення вказаного обмеження є розробка спеціальних конструктивних заходів, застосування яких дозволило б зменшити вказані вище зв'язаність і змінність параметрів математичної моделі вібростенда настільки, що ними можна було б нехтувати. У роботі для цього запропоновано використати спеціальне резонансне налаштування пружних елементів підвіски платформи стенду, доцільність якої доведена на наступному прикладі.

Розглянемо друге рівняння системи (1). Нехай, наприклад,

$$F_{12} = F_2 = A_y \sin \omega_1 t ;$$

$$\psi = A_{\psi} \sin(\omega_1 t + \alpha_{\psi}) ;$$

$$\theta = A_{\theta} \sin(\omega_1 t + \alpha_{\theta}) ;$$

$$F_{11} = A_x \sin(\omega_1 t + \alpha_x) ;$$

$$F_{13} = A_z \sin(\omega_1 t + \alpha_z) ;$$

$$M = 10 \text{ кг.}$$

Для заданої частоти ω_1 вібровипробувань отримаємо

$$|W_y(j\omega_1)| = \frac{1}{\sum_{i=11}^{18} c_i \sqrt{\left(1 - \frac{\omega_1^2}{\omega_0^2}\right)^2 + 4\xi^2 \frac{\omega_1^2}{\omega_0^2}}},$$

$$\text{де } \omega_0 = \left(\sum_{i=11}^{18} \frac{c_i}{M} \right)^{1/2} ;$$

$$\xi = \frac{\sum_{i=11}^{18} h_i}{2 \left(M \sum_{i=11}^{18} c_i \right)^{1/2}}.$$

Амплітудна частотна характеристика $|W_y(j\omega)|$ при $\omega_p = \omega_0 \sqrt{1 - 2\xi^2}$ має резонансний пік, висота якого

$$|W_y(j\omega_p)| = \frac{1}{\sum_{i=11}^{18} c_i} \cdot \frac{1}{2\xi(1 - \xi^2)^{1/2}}.$$

Нехай також пружні елементи 11-18 підвісок платформи характеризуються регульованим демпфіруванням і жорсткістю. Настроїмо параметри c_i пружних елементів так, щоб для прийнятих M і ω_1 виконувались

$$\xi = \xi^*, \quad \omega_p = \omega_1, \quad (2)$$

де ξ^* – задане значення коефіцієнта відносного демпфювання.

В роботі прийнято, що $\xi^* = 0,02; 0,03; 0,04$.

Це дозволяє значно зменшити вплив членів виду $\psi F_{11}, \theta F_{13}$ на коливання платформи в напрямку координати y , оскільки для сумарної частоти $\omega_c = 2\omega_1$, що відповідає вказаним складовим, має місце нерівність

$$|W_y(j\omega_c)| \ll |W_y(j\omega_1)|.$$

Для даного прикладу, враховуючи значення ξ^* , отримаємо

$$|W_y(j\omega_1)| / |W_y(j\omega_c)| > 75; 50; 37.$$

Застосування вказаного резонансного налаштування вібростенда має ще одну позитивну властивість, що полягає в суттєвому зменшенні зв'язаності між поступальними і кутовими коливаннями платформи, оскільки при виконанні умов (2) амплітуда сили F_{12} , що змушує, може бути зменшена в $1/2\xi(1-\xi^2)^{1/2}$ разів. Для даного прикладу при $\xi^* = 0,02; 0,03; 0,04$ це зменшення дорівнюватиме 25; 17; 12,5 відповідно.

Реалізація резонансного налаштування пружних елементів підвіски платформи стенду дозволяє, таким чином, перейти на практиці від нелінійних рівнянь (1) до системи лінійних диференціальних рівнянь

$$W_1 Q = W_2 F,$$

де $Q = x, y, z, \psi, \theta, \varphi$; $F = F_1, F_4, F_2, F_3, F_5, F_6$;

$$W_1 = \begin{bmatrix} W_x & 0 & 0 & -W_{x\psi} & 0 & W_{x\varphi} \\ 0 & W_y & 0 & W_{y\psi} & -W_{y\theta} & 0 \\ 0 & 0 & W_z & 0 & W_{z\theta} & -W_{z\varphi} \\ -W_{x\psi} & W_{y\psi} & 0 & W_{\psi} & -W_{\psi\theta} & -W_{\psi\varphi} \\ 0 & -W_{y\theta} & W_{z\theta} & -W_{\psi\theta} & W_{\theta} & -W_{\theta\varphi} \\ W_{x\varphi} & 0 & -W_{z\varphi} & -W_{\psi\varphi} & -W_{\theta\varphi} & W_{\varphi} \end{bmatrix};$$

$$W_2 = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 \\ -y_{1B} & -y_{4B} & x_{2B} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -z_{2B} & y_{3B} & y_{5B} & y_{6B} \\ z_{1B} & z_{4B} & 0 & x_{3B} & x_{5B} & x_{6B} \end{bmatrix}.$$

В цьому випадку структурна схема системи випробувань об'єктів, побудованої на базі багатокоординатного силового вібростенда може бути представлена рис. 2, де 1 – підсистема формування заданих законів зміни за часом складових вектора Q^* з урахуванням ергономічних вимог стосовно випробувань, а також впливу фактору оператора на режим випробувань й сутність досліджень, що проводяться відповідно до регламенту; 2 – підсистема відтворення, що включає блок 3 силових віброзбудників, а також платформу 4, об'єкт і пристосування для кріплення останнього до платформи на рисунку 2 не показані; 5 - підсистема виміру, що включає блок 6 віброперетворювачів і блок 7 розрахунку поточних значень складових вектора Q ; 8 – підсистема управління вібростендом, що включає блок 9 розрахунку значень вектора F сил, що змушують, блок 10 розрахунку векторів A_F і φ_F амплітуд і фаз складових вектора F , блок 11 розрахунку значень вектора F^* заданих сил, що змушують, блок 12 розрахунку векторів A_F^* , φ_F^* амплітуд і фаз складових вектора F^* , блок 13 порівняння, блок 14 управління силовими віброзбудниками (управління частотами, амплітудами і фазами сигналів керування віброзбудниками блока 3), блок 15 корекції параметрів математичної моделі вібростенда.

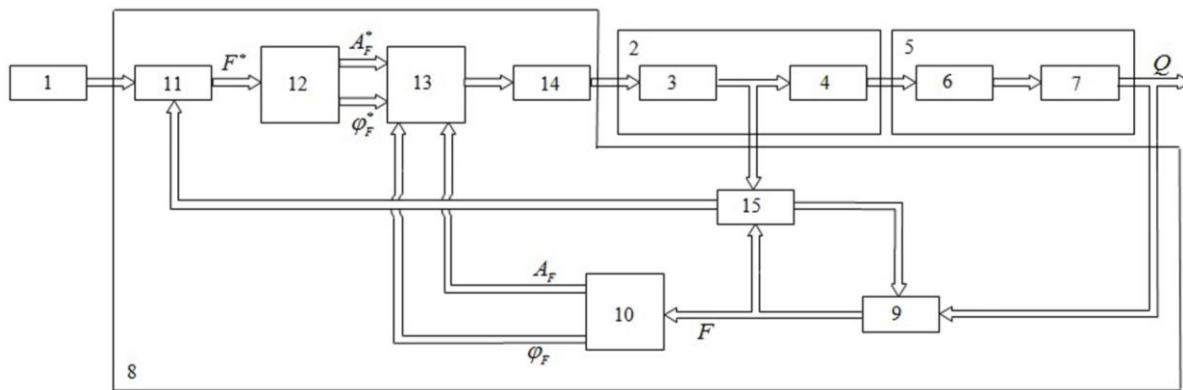


Рис. 2. Структурна схема системи випробувань

Підсистема 1 завдання складових вектора

$$Q^* = x^* = A_{\delta}^* \sin(\omega_x t + \gamma_{\delta}^*); y^* = A_y^* \sin(\omega_y t + \gamma_y^*);$$

$$z^* = A_z^* \sin(\omega_z t + \gamma_z^*); \psi^* = A_{\psi}^* \sin(\omega_{\psi} t + \gamma_{\psi}^*);$$

$$\theta^* = A_{\theta}^* \sin(\omega_{\theta} t + \gamma_{\theta}^*); \varphi^* = A_{\varphi}^* \sin(\omega_{\varphi} t + \gamma_{\varphi}^*).$$

виконується у вигляді шестиканального блока гармонійних (полігармонійних) коливань.

Підсистема 8 управління вібростендом забезпечує відтворення на платформі 4 вектора заданих стенових вібрацій з урахуванням вказаних особливостей регулювання параметрів сил, що змушують, кінематики і динаміки стенду, прийнятого критерію керування. Блоки 9 і 11 системи виконують розрахунок координатних складових векторів

$$F = F_1, F_4, F_2, F_3, F_5, F_6,$$

$$F^* = F_1^*, F_4^*, F_2^*, F_3^*, F_5^*, F_6^*$$
 відповідно до рівнянь

$F = W_2^{-1} W_1 Q$ і $F^* = W_2^{-1} W_1 Q^*$, де параметри передатних функцій W_1 і W_2 визначаються розрахунковим шляхом в результаті розв'язання задачі ідентифікації. Блоки 10 і 12 системи формують на своїх виходах сигнали, пропорційні амплітудам і фазам складових векторів F і F^* . На виході блока 14 системи формуються з урахуванням прийнятого критерію управління сигнали управління частотою, амплітудою і фазою сигналів керування віброзбудниками блока 3. Блок 15 підсистем забезпечує корекцію параметрів математичної моделі вібростенда, особливості зміни яких при випробуваннях на вібронадійність встановлено в роботах [1-3, 11, 12].

Технічна реалізація розглянутої системи випробувань об'єктів на багатокоординатні вібрації припускає спеціальне резонансне налаштування параметрів пружних елементів підвіски платформи стенда. У низці випадків на практиці можуть виникнути технічні труднощі при створенні таких пружних елементів, що полягає в зв'язаності поступальних коливань платформи тільки через кутові узагальнені координати θ, ψ, φ . У такому випадку умови компенсації зводяться до системи рівнянь

$$F_2 x_{2B} - F_1 y_{1B} - F_4 y_{4B} + x W_{x\psi} - y W_{y\psi} = 0,$$

$$F_3 y_{3B} + F_5 y_{5B} + F_6 y_{6B} - F_2 z_{2B} + y W_{y\theta} - z W_{z\theta} = 0,$$

$$F_1 z_{1B} + F_4 z_{4B} - F_3 \delta_{3B} - F_5 x_{5B} - F_6 x_{6B} - x W_{x\varphi} + z W_{z\varphi} = 0.$$

Параметри сил, що змушують, які задовольняють умовам відтворення, автономності і компенсації визначаються, враховуючи результати робіт [2, 3, 11, 12], розв'язанням системи рівнянь

$$W F = A,$$

де $W = \begin{bmatrix} y_{1B} & y_{4B} & -x_{2B} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -z_{2B} & y_{3B} & y_{5B} & y_{6B} \\ z_{1B} & z_{4B} & 0 & -x_{3B} & -x_{5B} & -x_{6B} \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix};$

$$F' = F_1, F_4, F_2, F_3, F_5, F_6;$$

$$A' = \begin{bmatrix} x^* W_{x\psi} - y^* W_{y\psi} & z^* W_{z\theta} - y^* W_{y\theta} \\ x^* W_{x\varphi} - z^* W_{z\varphi} & x^* W_x^{-1} y^* W_y^{-1} z^* W_z^{-1} \end{bmatrix};$$

і мають наступний вигляд:

$$F_1 = \frac{x^* W_{x\psi} - W_x^{-1} y_{4B} + y^* W_y^{-1} y_{2B} - W_{y\psi}}{R_{yx}};$$

$$F_4 = \frac{x^* W_x^{-1} y_{1B} - W_{x\psi} + y^* W_{y\psi} - W_y^{-1} x_{2B}}{R_{yx}};$$

$$F_2 = y^* W_y^{-1};$$

$$F_3 = x^* W_{x\psi} R_{1_{yz}} R_{1_{zx}} - W_{x\varphi} R_{1_{yz}} R_{1_{yx}} - W_x^{-1} R_{1_{yz}} R_{1_{yx}} +$$

$$+ y^* -W_{y\psi} R_{1_{yz}} R_{1_{zx}} - W_{y\theta} R_{1_{yz}} R_{1_{yx}} + W_y^{-1} z_{2B} R_{1_{yx}} R_{1_{zc}} +$$

$$+ W_y^{-1} x_{2B} R_{1_{zx}} R_{1_{yc}} + z^* (W_{z\theta} R_{1_{yz}} R_{1_{yx}} + W_{z\varphi} R_{1_{yz}} R_{1_{yx}} +$$

$$+ W_z^{-1} R_{1_{yx}} y_{5B} x_{6B} - W_z^{-1} R_{1_{yx}} y_{6B} x_{5B}) / BR_{1_{yx}};$$

$$F_5 = -x^* W_{x\psi} R_{2_{zx}} R_{2_{yz}} - W_{x\varphi} R_{2_{zx}} R_{2_{yz}} + W_x^{-1} R_{2_{zx}} y_{4B} z_{1B} -$$

$$- W_x^{-1} R_{2_{yz}} y_{1B} z_{4B} + y^* -W_{y\psi} R_{2_{zx}} R_{2_{yz}} - W_{y\theta} R_{2_{zx}} R_{2_{yz}} +$$

$$+ W_y^{-1} R_{2_{zx}} R_{2_{yz}} z_{2B} + W_y^{-1} R_{2_{zx}} R_{2_{yz}} x_{2B} + z^* W_{z\theta} R_{2_{zx}} R_{2_{yz}} +$$

$$+ W_{z\varphi} R_{2_{zx}} R_{2_{yz}} + W_z^{-1} R_{2_{zx}} y_{6B} x_{3B} - W_z^{-1} R_{2_{zx}} y_{3B} x_{6B}) / BR_{2_{yx}};$$

$$F_6 = x^* W_{x\psi} R_{3_{zx}} R_{3_{yz}} + W_{x\varphi} R_{3_{yz}} R_{3_{zx}} - W_x^{-1} R_{3_{yz}} y_{4B} z_{1B} +$$

$$+ W_x^{-1} R_{3_{yz}} y_{1B} z_{4B} + y^* -W_{y\psi} R_{3_{zx}} R_{3_{yz}} - W_{y\theta} R_{3_{zx}} R_{3_{yz}} +$$

$$+ W_y^{-1} z_{2B} R_{3_{yz}} R_{3_{zx}} - W_y^{-1} x_{2B} R_{3_{yz}} R_{3_{zx}} + z^* W_{z\theta} R_{3_{zx}} R_{3_{yz}} -$$

$$- W_{z\varphi} R_{3_{yz}} R_{3_{zx}} + W_z^{-1} R_{3_{zx}} x_{3B} y_{5B} - W_z^{-1} R_{3_{zx}} x_{5B} y_{3B}) / BR_{3_{yx}},$$

де $B = y_{3B} R_{1_{yz}} - y_{5B} R_{2_{yz}} + y_{6B} R_{3_{yz}} R_{1_{yx}} = y_{1B} - y_{4B};$

$$R_{1_{yz}} = y_{5B} - y_{6B}; R_{1_{zx}} = z_{1B} - z_{4B}; R_{1_{zc}} = x_{6B} - x_{5B};$$

$$R_{2_{zx}} = z_{4B} - z_{1B}; R_{2_{yz}} = y_{3B} - y_{6B}; R_{2_{yx}} = y_{4B} - y_{1B};$$

$$R_{2_{zc}} = x_{6B} - x_{3B}; R_{3_{zx}} = z_{4B} - z_{1B}; R_{3_{yz}} = y_{5B} - y_{3B};$$

$$R_{3_{zc}} = x_{5B} - x_{3B}; R_{3_{yx}} = y_{1B} - y_{4B}.$$

Отримані рівняння для визначення параметрів сил збудження, припускають попереднє знання коефіцієнтів передатних функцій математичної моделі (координати точок кріплення пружних елементів,

точок прикладення сил, що змушують, інерційні, пружні і дисипативні характеристики вібростенда) і її структури.

Висновки

Значущість проведених у роботі досліджень полягає у застосуванні оператором випробувань резонансного налаштування вібростенда на заданий регламентом режим випробувань, що забезпечує суттєве зменшення зв'язаності між поступальними і кутовими коливаннями платформи, підвищення достовірності випробувань та точності відтворення багатокоординатним силовим вібростендом просторової вібрації при випробуваннях багатозв'язних об'єктів дискретно-континуальної структури транспортної, будівельної і авіаційної техніки на просторову вібрацію.

Література

1. *Вибрации в технике [Текст]: справочник / под ред. М. Д. Генкина - Т. 5. Измерения и испытания - М.: Машиностроение, 1981. – 496 с.*
2. *Пространственное вибровозбуждение [Текст] / А.Е. Божко, А.В. Гноевой, В.П. Шпачук - Киев: Наук. думка, 1987. – 192 с.*
3. Shpachuk, V. P. (2005). Problem of Vibration Testing of Space Structures. *International Applied Mechanics*, 41(7), 805-808.
4. Чупрынин, А. А. Долговечность железобетонных элементов конструкций [Текст] / А.А. Чупрынин // *Комунальне господарство міст. Серія: Технічні науки та архітектура. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2016. – Вип. 128. – С. 5-9.*
5. Чупрынин, А. А. Ползучесть и долговечность железобетонных элементов конструкций [Текст] / А.А. Чупрынин, Н.В. Середя // *Комунальне господарство міст. Серія: Технічні науки та архітектура. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2017. – Вип. 135. – С. 2-6.*
6. Halimand, D., Cazzolato, B. S. (2006) A multiple-sensor method for control of structural vibration with spatial objectives. *Journal of Sound and Vibration*, 296 (1-2), 226-242.
7. Reza Moheimani, S. O., Halim, D., J Fleming, A. (2004). Spatial control of vibrazion: *Teoru and experiments*, 236.
8. Bertolini, T., Fuchs, T. (2012). Vibrations and Noises in Small Electric Motors Measurement, Analysis, Interpretation, Optimization. *Süddeutesher: Verlag onpact GmbH*, 168.
9. Hoksbergen, J. (2014). Defining the Global Error of a Multi-Axis Vibration Test. *Sound & Vibration*, 8 – 13.
10. Harman, C., Picker, M. (2006). Multi-Axis Vibration Reduces Test Time. *Evaluation Engineering*, 6, 1-7.
11. Shpachuk, V. P. (2016). Effect of mutually amplifying action two coordinate shock loading in problems of dynamics of knots of machines. *Scientific Bulletin of National Mining University. Scientific and technical journal*, 6 (156), 89–94.
12. Shpachuk, V., Dudko, V., Kostenko, I. (2016). Ergonomic aspects of test objects of the spatial structure on the vibration reliability. *Municipal economy of cities*, 130, 2-7.
13. Шпачук, В.П. Влияние механических и конструктивных параметров стержня с гасителем на собственные частоты поперечных колебаний [Текст] / В.П. Шпачук,

А.И. Рубаненко, Ю.И. Ващенко // *Комунальне господарство міст. Серія: Технічні науки та архітектура: наук.-техн. зб. – Харків: ХНУМГ ім. О.М. Бекетова, 2017. – Вип.134. – С. 2–8.*

14. Рубаненко, О. И. Особенности собственных форм поперечных колебаний стержня с гасителем [Текст] / О. И. Рубаненко // *Комунальне господарство міст. Серія: Технічні науки та архітектура. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2017. – Вип. 135. – С. 23-28.*

15. Кузьо, І. В. Оптимізаційний синтез полічастотних вібраційних систем з імпульсним електромагнітним приводом [Текст] / І.В. Кузьо, О.С. Ланец, В.М. Гурский // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2013. – № 47. – С. 3-12.*

16. Голушко, Д. А. Методика исследования динамических характеристик технических систем на основе рассогласования фаз внешнего вибрационного воздействия [Текст] / Д. А. Голушко, А. В. Затылкин, О. Н. Герасимов // *Надежность и качество сложных систем. – 2014. – № 4/8. – С. 88-92.*

References

1. Genkin, M. D. (1981). Vibracyi v tehnikе: spravochnik. T. 5. Izmereniya i ispitaniya. *Mashinostroenie*, 496.
2. Bojko, A. E., Gnoevoi, A. V., & Shpachuk, V. P. (1987). Prostranstvennoe vibrovzbujdenie. *Nauk. Dumka*, 192.
3. Shpachuk, V. P. (2005). Problem of Vibration Testing of Space Structures. *International Applied Mechanics*, 41(7), 805-808.
4. Chuprynin, A. A. (2016). Dolgovechnost zhelezobetonnyh elementov konstruksiy. *Komunalne gospodarstvo mist*, 128, 5-9.
5. Chuprynin, A. A., & Sereda, N. V. (2017). Polzuchest i dolgovechnost zhelezobetonnyh elementov konstruksiy. *Komunalne gospodarstvo mist*, 135, 2-6.
6. Halimand, D., & Cazzolato, B. S. (2006). A multiple-sensor method for control of structural vibration with spatial objectives. *Journal of Sound and Vibration*, 296 (1-2), 226-242.
7. Reza Moheimani, S. O., Halim, D., & J Fleming, A. (2004). Spatial control of vibrazion: *Teoru and experiments*, 236.
8. Bertolini, T., & Fuchs, T. (2012). Vibrations and Noises in Small Electric Motors Measurement, Analysis, Interpretation, Optimization. *Süddeutesher: Verlag onpact GmbH*, 168.
9. Hoksbergen, J. (2014). Defining the Global Error of a Multi-Axis Vibration Test. *Sound & Vibration*, 8 – 13.
10. Harman, C., & Picker, M. (2006). Multi-Axis Vibration Reduces Test Time. *Evaluation Engineering*, 6, 1-7.
11. Shpachuk, V. P. (2016). Effect of mutually amplifying action two coordinate shock loading in problems of dynamics of knots of machines. *Scientific Bulletin of National Mining University. Scientific and technical journal*, 6 (156), 89–94.
12. Shpachuk, V., Dudko, V., & Kostenko, I. (2016). Ergonomic aspects of test objects of the spatial structure on the vibration reliability. *Municipal economy of cities*, 130, 2-7.
13. Shpachuk, V. P., Rubanenko, A. I., & Vashchenko, Y. I. (2017). Vliianie mekhanicheskikh i konstruktivnykh parametrov stержnia s gasitelem na sobstvennyye chastoty poperechnykh kolebanii. *Komunalne gospodarstvo mist*, 134, 2–8.
14. Rubanenko, A.I. (2017). Osobennosti sobstvennyih form poperechnykh kolebanii stержnia s gasitelem. *Komunalne gospodarstvo mist*, 135, 23–28.

15. Kuzo, I. V., Lanets, O. S., & Hurskyi, V. M. (2013). Optyimizatsiyni syntez polichastotnykh vibratsiinykh system z impulsnym elektromahnitnym pryvodom. *Avtomatyzatsiia vyrobnychkh protsesiv u mashynobuduvanni ta prykladobuduvanni*, 47, 3–12.
16. Golushko, D. A., Zatyilkin, A. V., & Gerasimov O.N. (2014). Metodika issledovaniya dinamicheskikh harakteristik tehnicheskikh sistem na osnove rassoglasovaniya faz vneshnego vibratsionnogo vozdeystviya. *Nadezhnost i kachestvo slozhnykh sistem*, 4/8, 88–92.

Автор: ШПАЧУК Володимир Петрович
доктор технічних наук, професор, завідувач
кафедри
Харківський національний університет міського
господарства імені О.М. Бекетова,
E-mail - v.p.shpachuk@gmail.com
ID ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2391-9514>

Автор: ДУДКО Вадим Валентинович
начальник лабораторії
Державне підприємство "ХКБМ" імені О.О. Морозова

TEST FACILITIES FOR VIBRATION RELIABILITY ON THE BASIS OF POWER FOR MULTI-AXIS SYSTEMS WITH CONSIDERATION OF ERGONOMIC REQUIREMENTS

V. Shpachuk¹, V. Dudko²

¹ O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkov, Ukraine

² A. A. Morozov State enterprise "KMDB", Ukraine

The relevance of the presented work studies is determined by their focus on improving the reliability and improve operational parameters of the facilities of new technology, operating in conditions of intensive mechanical loads. The questions test facilities for vibration reliability on the basis of multi-axis systems power principle, taking into account ergonomic requirements.

It is established that the analyzed test system, built on the basis of the power of vibration and belong to the class of multidimensional control systems with varying parameters.

It is shown that the developed block diagram of a system for vibration testing reliability should include the formation subsystem parameter vector of excitation forces platform, playback and measurement.

The resulting equations that determine the parameters of the force excitation of the platform that allow a special resonant tuning of the elastic suspension elements of the stand. In terms of the variation of the coefficient of relative damping set numerical values of the levels of reduction of coherence of the oscillations of the platform using the corner coordinates by the sum-frequency excitation.

Keywords: power vibration table test system, ergonomic requirements, connectivity fluctuations between linear and angular coordinates, resonant tuning.