УДК 621.01 DOI 10.33042/2522-1809-2023-3-177-15-20

В.І. Лусь

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

ДО ОЦІНКИ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗМІН ПАРАМЕТРІВ ПРЕЦИЗІЙНОЇ РОТОРНОЇ СИСТЕМИ ПО ЗАДАНИМ ФУНКЦІЯМ ЧУТЛИВОСТІ І ДЕВІАЦІЇ СПЕКТРУ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ

Досліджено питання щодо прецизійних роторних систем, що мають штучні елементи попереднього натягу і які суттєво впливають на жорсткість і зміщення резонансних частот. Ідентифікована математична модель системи. При просторових коливаннях системи визначені два найбільш типових і важливих: коливання при дії вібраційної сили вздовж осі ротора і в напрямі, перпендикулярному до неї. Сконструйований оператор діагностики як повна матриця чутливості. Запропонований алгоритм для діагностики параметрів багатомірних механічних коливальних систем.

Ключові слова: *конструкція, пресо-різьбове з'єднання, динамічні параметри ,структурна модель, деформація, девіація,частота і амплітуда коливань, чутливість динамічних параметрів, алгоритм, матриця чутливості, методика.*

Постановка проблеми

Особливістю всіх видів механічних з’єднань є неможливість прямого вимірювання параметрів, які характеризують їх робочий стан. При цьому практично виключена можливість установки вбудованих елементів і датчиків для проведення контролю стану вузлів без порушення їх нормального функціонування. Тому для оцінки стану можливе використання лише непрямих ознак – характеру і параметрів функціональної поведінки.

Тому виникає необхідність вивчення і аналізу впливу змін параметрів на властивості системи аналітичним шляхом, тобто по відомій математичній моделі системи. Для розв’язання поставленої задачі найбільш прийнятними є методи теорії чутливості [1, 2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Умовно нерухомі з’єднання (болтові, заклепкові, шліцові, з натягом і т.п.), утворюють найбільш розповсюджену групу так званих контактних з’єднань вузлів механізмів. Вони характеризуються наявністю контактного тиску на сполучених поверхнях деталей, яке за рахунок сил тертя і забезпечує їх взаємну нерухомість. Використання методу вібродіагностики базується на наявності кореляційних залежностей динамічних характеристик всього вузла від контактного тиску в з’єднанні через зміну жорсткості стиків. Зміна жорсткості окремих елементів приводить до зміни приведеної жорсткості вузла, а разом з нею і належних йому динамічним характеристикам штучно створюваного вібраційного поля: частот і амплітуд, резонансних коливань, показників демпфірування, фазових співвідношень. Цей метод з успіхом можна використовувати у виробничих умовах для діагностики стану вузлів і неруйнівного контролю [3,4, 5, 6].

Аналітичне дослідження динаміки таких систем є дуже складною задачею але визначення функцій чутливості для такого виду з’єднань експериментальним шляхом представляє собою іще набагато складнішу технологічну задачу, тому їх характеристики доцільно одержувати різними методами ідентифікації [7, 8, 9, 10].

Виділення не вирішених раніше частин загальної проблеми

Особливість вібродіагностики полягає в тому, що вона передбачає проведення активної ідентифікації об´єкта. Діагностика вузлів полягає в розділі їх на декілька груп по параметрах або стану – «придатний», «брак». При виготовленні прецизійних роторних систем виникає задача визначення способу контролю найбільш відповідальних збірних операцій: якості контактних з’єднань, шарикопідшипникових вузлів, фіксації попереднього натягу, контролю жорсткісних і дисипативних характеристик системи підвіски ротора на всіх стадіях збірки, в тому числі і в функціональному стані. Відсутність методів контролю вказаних параметрів механічних зв’язків прецизійних роторних систем на ранніх етапах збірки приводить до того, що по результатах випробування весь зібраний гідромотор бракують. Однак, оскільки загальним недоліком функціональних методів є неможливість їх застосування для контролю якості машин і приладів, то єдиним прийнятним способом оцінки якості збірки контактних з'єднань прецизійних роторних систем є активний метод тестової вібродіагностики.

Мета статті

Головною метою цієї роботи є визначення: ідентифікованої математичної моделі системи, запропонувати методику та алгоритм для діагностики параметрів багатомірних механічних коливальних систем з можливістю розробки способу оцінки технічного стану нерухомих контактних з'єднань прецизійних роторних систем по зміні їх динамічних характеристик з відповідним інформаційним і апаратним забезпеченням при вирішенні цієї задачі.

Виклад основного матеріалу

Рівняння лінійної механічної системи у векторно-матричній формі має вид

$$A\ddot{X} + B\dot{X} + CX = f, \tag{1}$$

де A, B, C $\in$ R^{nxm} – матриці інерції, демпфірування та жорсткості відповідно;
$\ddot{X}, \dot{X}, X \in R^n$ - вектори віброприскорення, віброшвидкості та вібропереміщення відповідно; $f \in R^2$ - вектор зовнішніх збурень ($\ell \leq n$).

Інтегральний оператор Лапласа для рівняння (1) буде мати такий вид

$$T = AS^2 + BS + C, \tag{2}$$

де S – оператор диференціювання.

Власні значення рівняння (1) повинні задовольняти рівнянню

$$(A\lambda^2 + B\lambda + C)x = 0. \tag{3}$$

Тут λ – вектор власних частот системи, $\lambda \in [\lambda_1, \lambda_2]$, де λ_1 і λ_2- нижня і верхня межі діапазону частот.

Для визначеного значення $\lambda = \lambda_i$ рівняння (3) приймає такий вид

$$(A\lambda_i^2 + B\lambda_i + C)x_i = 0 \tag{4}$$

або

$$T_i x_i = 0, \tag{5}$$

де

$$T_i = A\lambda_i^2 + B\lambda_i + C. \tag{6}$$

Продиференціювавши рівняння (4) по параметру q_j по правилу диференціювання неявної функції, одержимо

$$(\frac{\partial A}{\partial q_j}\lambda_i^2 + \frac{\partial B}{\partial q_j}\lambda_i + \frac{\partial C}{\partial q_j})x_i + (2A\lambda_i\frac{\partial \lambda_i}{\partial q_j} + B\frac{\partial \lambda_i}{\partial q_j})x_i + (A\lambda_i^2 + B\lambda_i + C)\frac{\partial x_i}{\partial q_i} = 0. \tag{7}$$

Із виразу (4) виходить, що так як $x_i \neq 0$, то $A\lambda_i^2 + B\lambda_i + C = 0,$ але не завжди очевидно, що і $\partial x_i / \partial x_j \neq 0.$

Тому для одержання функцій чутливості поступимо слідуючим чином.

Так як даній системі відповідає тільки один вектор власних частот і нескінченна множина власних векторів, то буде справедливим таке співвідношення

$$T_i^T Y_i = 0 \tag{8}$$

або

$$Y_i^T T_i = 0, \tag{9}$$

де Y_i - власний вектор, відповідної транспонованої матриці систем $T^T, T \in R^{n \times m}$.

Помноживши вираз (7) на Y_i^T і скоротивши доданок $Y_i^T(A\lambda_i^2 + B\lambda_i + C)\partial x_i / (\partial q_j)$ у відповідності з виразом (9), одержимо

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial q_j} = \frac{\left[(\frac{\partial A}{\partial q_j}\lambda_i^2 + \frac{\partial B}{\partial q_j}\lambda_i + \frac{\partial C}{\partial q_j})x_i Y_i^T\right]}{\left[(2A\lambda_i + B)x_i Y_i^T\right]}. \tag{10}$$

Після диференціювання кожного власного значення вектора $\lambda, \lambda \in [\lambda_1, \lambda_2]$ по кожному із параметрів вектора q $(q \in R^T)$ одержуємо матрицю чутливості

$$U = \partial\lambda / \partial q, U \in R^{n \times r}. \tag{11}$$

Тепер можна переходити безпосередньо до оцінки змін параметрів системи. Вектор власних частот являється функцією параметрів системи, тобто

$$\lambda = \lambda(q). \tag{12}$$

Варіація цього виразу характеризується співвідношенням

$$\partial\lambda = (\partial\lambda / \partial q)\delta q = U\delta q, \tag{13}$$

де U- визначена раніше [10] матриця чутливості.

$$U = \begin{bmatrix} \frac{\partial\lambda_1}{\partial q_1} & \frac{\partial\lambda_1}{\partial q_2} & \ldots & \frac{\partial\lambda_1}{\partial q_r} \\ \frac{\partial\lambda_2}{\partial q_1} & \frac{\partial\lambda_2}{\partial q_2} & \ldots & \frac{\partial\lambda_2}{\partial q_r} \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \\ \frac{\partial\lambda_n}{\partial q_1} & \frac{\partial\lambda_n}{\partial q_2} & \ldots & \frac{\partial\lambda_n}{\partial q_r} \end{bmatrix}. \tag{14}$$

Формули (10) і (4) дозволяють побудувати аналітичні залежності матриці чутливості і її компоненти від параметрів системи. Нехай λ – вектор власних частот і q – вектор параметрів $(\lambda, q \in R^n)$ мають однакову розмірність n, так як в силу специфіки матричних операцій мається можливість по зміненому спектру власних частот фізичного об'єкта розмірності n оцінити лише зміни n параметрів його математичної моделі.

Якщо відображення $f : \lambda \to q$ гоморфне, то буде справедливим співвідношення

$$d\lambda = (\partial\lambda / \partial q)dq = Udq, \tag{15}$$

де U – матриця чутливості, $U = R^{n\times n}$. Так як на траєкторії λ(q) дійсне переміщення співпадає з одним із віртуальних, то для нього справедливий вираз (13).

Від диференційного перейдемо до інтегрального співвідношення:

$$\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} d\lambda = \int_{q_1}^{q_2} Udq. \tag{16}$$

Для розв'язання задачі діагностування використаємо скалярний критерій якості на основі функціоналу, який підлягає мінімізації. Для цього зручно ввести спеціальний оператор, який позначається символом $\otimes$ і позначає операцію поелементного множення матриць однакової розмірності.

Функціонал має такий вид

$$\mathrm{I} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} (\delta\tilde{\lambda} - \delta\lambda)^T \otimes (\delta\tilde{\lambda} - \delta\lambda)^T d\lambda = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} (\delta\tilde{\lambda}^T \otimes \delta\tilde{\lambda}^T - \delta\lambda^T \otimes \delta\tilde{\lambda}^T - \delta\tilde{\lambda}^T \otimes \delta\tilde{\lambda}^T - \delta\lambda^T \otimes \delta\lambda^T) d\lambda, \tag{17}$$

де $\delta\lambda$ - вектор невеликих змін власних частот (значок «~» над символом означає приналежність фізичному об'єкту, символ без значка відноситься до математичної моделі). Функціонал (17) характеризує ступінь наближеності власних векторів фізичного об'єкта $\tilde{\lambda}$ і його математичної моделі λ. У відповідності з співвідношенням (13) і (16) функціонал прийме такий вид

$$\begin{gathered} I = \int_{q_1}^{q_2} (\delta\tilde{\lambda}^T \otimes \delta\tilde{\lambda}^T)Udq - \int_{q_1}^{q_2} \left[(U\delta q)^T \otimes \delta\tilde{\lambda}^T \right] Udq - \\ - \int_{q_1}^{q_2} \left[\delta\tilde{\lambda}^T \otimes (U\delta q)^T \right] Udq + \int_{q_1}^{q_2} \left[(U\delta q)^T \otimes (U\delta q)^T \right] Udq. \end{gathered} \tag{18}$$

Відмітимо, що матричні операції з символом $\otimes$ властивістю асоціативності не володіють (на відміну від звичайних), тобто $A(B\otimes C) \neq AB\otimes C,$ тому у виразі (18) розставлені дужки.

Необхідною умовою екстремуму функціонала (17) є рівняння

$$\partial I / \partial q = 0. \tag{19}$$

Продиференціювавши почленно співвідношення (17) по вектору параметрів q, одержимо слідуючий вираз:

$$\begin{gathered} \frac{\partial}{\partial q}\left[\int_{q_1}^{q_2} (\delta\tilde{\lambda}^T \otimes \delta\tilde{\lambda}^T)Udq \right] = U^T(\delta\tilde{\lambda} \otimes \delta\tilde{\lambda}); \\ \frac{\partial}{\partial q}\left\{ \int_{q_1}^{q_2} \left[(U\delta q)^T \otimes \delta\tilde{\lambda}^T Udq \right] \right\} = 2U^T\left[\delta\tilde{\lambda} \otimes (U\delta q) \right]; \\ \frac{\partial}{\partial q}\left\{ \int_{q_1}^{q_2} \left[\delta\tilde{\lambda}^T \otimes (U\delta q)^T \right] Udq \right\} = 2U^T\left[\delta\tilde{\lambda} \otimes (U\delta q) \right]; \\ \frac{\partial}{\partial q}\left\{ \int_{q_1}^{q_2} \left[(U\delta q)^T \otimes (U\delta q)^T \right] Udq \right\} = 3U^T\left[(U\delta q) \otimes (U\delta) \right]. \end{gathered} \tag{20}$$

Згрупувавши співвідношення (20), одержимо вираз

$$U^T(\delta\tilde{\lambda}\otimes\delta\tilde{\lambda})-4U^T\left[\delta\tilde{\lambda}\otimes(U\delta q)\right]+3U^T\left[(U\delta q)\otimes(U\delta q)\right]=0. \quad (21)$$

Помноживши всі складові виразу (21) на матрицю U^T зліва, в кінцевому результаті одержимо

$$\delta\tilde{\lambda}\otimes\delta\tilde{\lambda}-4\delta\tilde{\lambda}\otimes(U\delta q)+3(U\delta q)\otimes(U\delta q)=0. \quad (22)$$

Таким чином, варіаційне співвідношення (22) дозволяє по невеликому (біля 10%) виміряному експериментально зміщенню вектора власних частот фізичного об'єкта $\delta\tilde{\lambda}$ дати оцінку змінам вектора параметрів математичної моделі δq, визначивши попередньо матрицю чутливості.

В якості прикладу розглянемо задачу оцінки параметрів жорсткості лінійної механічної системи з двома ступенями свободи, представленої на рис. 1, із такими номінальними значеннями параметрів: m = 2 кг, k_1 = 30 000 Н/м, k_2 = 20 000 Н/м.

$$\begin{aligned} &m\ddot{x}_1+(k_1+k_2)x_1-k_1x_2=0;\\ &m\ddot{x}_2-k_1x_1+(k_1+k_2)x_2=0. \end{aligned} \quad (23)$$

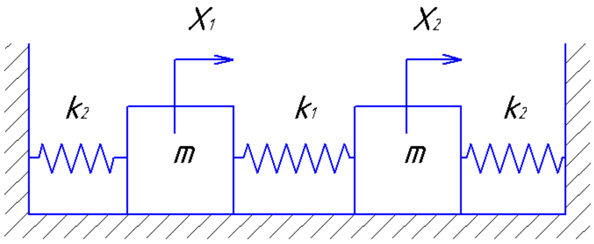

Рис. 1. Механічна коливальна система з двома ступенями свободи (без врахування сил тертя)

Із системи рівнянь (23) можна одержати вирази для власних частот:

$$\lambda_1=\sqrt{k_2/m};\lambda_2=\sqrt{(2k_1+k_2)/m}. \quad (24)$$

Підставивши числові значення, визначимо номінальний вектор власних частот математичної моделі (c^{-1})

$$\lambda=[100 \quad 200]^T. \quad (25)$$

Допустимо, що в результаті експериментальних вимірювань вектора власних частот внаслідок зміни жорсткісних параметрів об'єкта цей вектор одержав 10 %-и відсоткове збільшення (c^{-1}), тобто став рівним

$$\tilde{\lambda}=\left[110 \quad 220\right]^T. \quad (26)$$

Вектор зміни власних частот фізичного об'єкта (c^{-1}) має такий вид

$$\tilde{\lambda}=\left[10 \quad 20\right]^T. \quad (27)$$

Продиференціювавши співвідношення (24) по жорсткісних параметрам, одержимо функції чутливості (с/кг):

$$\begin{aligned} &\frac{\partial\lambda_1}{\partial k_1}=0;\ \frac{\partial\lambda_1}{\partial k_2}=\frac{1}{2\sqrt{k_2m}}=\frac{1}{2\sqrt{2\cdot 10^4\cdot 2}}=\frac{1}{400};\\ &\frac{\partial\lambda_2}{\partial k_1}=\frac{1}{\sqrt{m}\sqrt{2k_1+k_2}}=\frac{1}{\sqrt{2}\sqrt{2\cdot 3\cdot 10^4+2\cdot 10^4}}=\frac{1}{400};\\ &\frac{\partial\lambda_2}{\partial k_2}=\frac{1}{2\sqrt{m}\sqrt{2k_1+k_2}}=\frac{1}{2\sqrt{2}\sqrt{2\cdot 3\cdot 10^4+2\cdot 10^4}}=\frac{1}{800}, \end{aligned} \quad (28)$$

тобто матриця чутливості приймає такий вид

$$U=\begin{bmatrix} 0 & 1/400\\ 1/400 & 1/800 \end{bmatrix}. \quad (29)$$

Для того щоб скористатися формулою (22), визначимо спочатку співвідношення виду $U\delta q$:

$$U\delta q=\begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{400}\\ \frac{1}{400} & \frac{1}{800} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \delta k_1\\ \delta k_2 \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \frac{1}{400}\delta k_2\\ \frac{1}{400}\delta k_1+\frac{1}{800}\delta k_2 \end{bmatrix}. \quad (30)$$

Підставивши вирази (29) і (30) у співвідношення (22), одержимо векторно-матричне рівняння

$$\begin{aligned} &\begin{bmatrix} 10\\ 20 \end{bmatrix}\otimes\begin{bmatrix} 10\\ 20 \end{bmatrix}-4\begin{bmatrix} 10\\ 20 \end{bmatrix}\otimes\begin{bmatrix} \frac{1}{400}\delta k_2\\ \frac{1}{400}\delta k_1+\frac{1}{800}\delta k_2 \end{bmatrix}+\\ &+3\begin{bmatrix} \frac{1}{400}\delta k_2\\ \frac{1}{400}\delta k_1+\frac{1}{800}\delta k_2 \end{bmatrix}\otimes\begin{bmatrix} \frac{1}{400}\delta k_2\\ \frac{1}{400}\delta k_1+\frac{1}{800}\delta k_2 \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0\\ 0 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (31)$$

Представимо рівняння (31) у вигляді системи двох рівнянь:

$$\begin{aligned} &100-\delta k_2/10+3\delta k_2^2/16000=0;\\ &400-80\left(\frac{1}{400}\delta k_1+\frac{1}{800}\delta k_2\right)+3\left(\frac{1}{400}\delta k_1+\frac{1}{800}\delta k_2\right)^2=0. \end{aligned} \quad (32)$$

Розв'яжемо перше рівняння системи (32) відносно δk_2 і підставивши це значення у друге рівняння, одержимо слідуючі значення змін жорсткісних параметрів: $\delta k_1 = 8750$ Í / ě; $\delta k_2 = 4000$ Í / ě, тобто зростання вектора власних частот на 10% викликається слідуючою зміною вектора параметрів математичної моделі: $\delta q = [8750 \quad 4000]^T$.

Особливістю системи, яка була розглянута, заключається в тому, що одержані результати легко піддаються перевірці при наявності аналітичних виразів для власних частот (24). Підставивши нові значення жорсткісних параметрів в дані формули, знайдемо дійсний вектор змін власних частот $\delta\lambda = [9{,}5 \quad 25{,}3]^T$, що з точністю до одного-двох відсотків відповідає даному вектору.

Висновки і пропозиції

Таким чином, можна зробити висновок про те, що при 10-и відсотковій зміні параметрів, похибка в їх оцінці не перевищує одного-двох відсотків. Само собою, представлений алгоритм найбільш годиться для діагностики параметрів багатомірних механічних коливальних систем, але безумовно, в цьому випадку, необхідно широке застосування сучасної обчислювальної техніки.

Якщо в системі необхідно визначити ступінь впливу різних фізичних параметрів на вектор стану, то необхідно розглядати матрицю відносної чутливості. Матриці чутливості дозволяють визначати чутливі і інваріантні до вектору стану параметри. Ця інформація дає відповідь на питання, які параметри в найбільшій ступені визначають вібраційну характеристику об'єкта. Крім того, визначення матриці чутливості дозволяє значно спростити динамічну модель системи, залишивши тільки ті параметри, які в найбільшій мірі визначають вібраційний стан системи.

Література

1. Методы теории чувствительности в автоматическом управлении / Под ред. Е.Н. Розенвассера, Р.М. Юсупова. Л.: Энергия, 1971. -344 с.

2. Томович П. Общая теория чувствительности. / П. Томович, М. Вукобратович. - М.: Сов. Радио, 1992. – 239 с.

3. Актуальные вопросы автоматизации вибродиагностики машин с помощью ЭЦВМ / С.А. Добрынин. – В кн. Динамические методы испытаний и диагностирования машин-автоматов и автоматических линий. М.: 1981, с.111-116.

4. Исследование вибрации упругих систем ротор-корпус с помощью ЭВМ / В.О. Бауэр // Машиноведение, 1980, № 3, с.11-14.

5. Об одном методе определения собственных спектров составных упругих систем / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура // Прикладная механика, 1978, т. XIV, № 7, с. 88-96.

6. Синхронизация начальных фаз и установка частоты в системе воспроизведения пространственных вибраций / А.Е. Божко, В.П. Шпачук // Прикладная механика, 1980, т. XIV, № 3, с. 109-114.

7. Русов В.А. "Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам" // В.А. Русов. - 2012. -244с.

8. Костюков В.Н. Основы диагностики и мониторинга машин: учеб. пособие. // В.Н. Костюков, А.П. Науменко. - Омск: Изд-во ОмГТУ, 2011. - 360с.

9. Петрухин С. В., Петрухин В. В.Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации. Учебное пособие. / С.В. Петрухин, В.В. Петрухин. - Инфра -М. -2010. -176 с.

10. Лусь В.І. До визначення коефіцієнта чутливості власного спектру частот пресо-різьбового з'єднання. / В.І. Лусь // Комунальне господарство міст. Науково-технічний збірник. Випуск 128, серія: Технічні науки та архітектура. Харків: 2016, с.10-14.

References

1. Rosenvasser E., Yusupov R. (1971) Methods of sensitivity theory in automatic control. L.: Energiya, 344 p.

2. Tomovich P., Vukobratovich M. (1992) General theory of sensitivity. M.: Sov. Radio, 239 p.

3. Dobrynin S. (1981) Actual issues of automation of vibration diagnostics of machines with the help of ECVM. In kn. Dynamic methods of testing and diagnosing automatic machines and automatic lines, p.111-116.

4. Bauer V. (1980) Investigation of vibration of elastic rotor-housing systems using a computer. *Mechanical Engineering, No 3*, p.11-14.

5. Veits V., Kochura A. (1978) On one method for determining the proper spectra of composite elastic systems. *Applied Mechanics, Vol. XIV, No. 7,* pp. 88-96.

6. Bozhko A., Shpachuk V. (1980) Synchronization of initial phases and frequency setting in the system of reproduction of spatial vibrations. *Applied Mechanics, Vol. XIV, No. 3,* pp. 109-114.

7. Rusov V. (2012) "Diagnostics of defects of rotating equipment by vibration signals", 244 p.

8. Kostyukov V., Naumenko A. (2011) Basics of diagnostics and monitoring of machines: ucheb. allowance. Omsk: Izd-vo OmGTU, 360 p.

9. Petrukhin S., Petrukhin V. (2010) Osnovy vibrodiagnosti i means of measuring vibration. Tutorial. : Infra -M.: 176 p.

10. Lus` V. (2016) To determine the sensitivity coefficient of its own spectrum of frequencies of the press-threaded connection. *Municipal Economy of Cities, 128,* 10–14.

Рецензент: д-р. техн. наук, проф. І.М. Рябченко, Харківський національний університет радіоелектроніки, Україна.

Автор: ЛУСЬ Володимир Іванович
кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова
E-mail – lus.51@mail.ru

TO ASSESS THE STRUCTURAL AND TECHNOLOGICAL CHANGES IN THE PARAMETERS OF THE PRECISION ROTARY SYSTEM ACCORDING TO THE SPECIFIED FUNCTIONS OF SENSITIVITY AND DEVIATION OF THE SPECTRUM OF OWN FREQUENCIES

V. Lus’
O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkov, Ukraine

The question of precision rotary systems with artificial elements of pretension, which significantly affect the rigidity and displacement of resonance frequencies and, as a result, lead to the appearance of very conditioned sensitivity matrices, has been investigated.

The mathematical model of the system is identified. With spatial oscillations of the system, two of the most typical and important are defined: fluctuations in vibration force along the rotor axis and in a direction perpendicular to it. Designed diagnostic operator as a complete sensitivity matrix. The proposed algorithm for the diagnosis of parameters of multidimensional mechanical fluctuation systems using computer technology.

In any prefabricated design, the parameters of the system during assembly may differ from the design values and change during operation. In order to predict the consequences of this, it is necessary to know the reaction of the system to these changes. At the same time, in many cases, it is almost impossible to assess experimentally the effect of parameters on the behavior of the system.

Therefore, there is a need to study and analyze the effect of changes in parameters on the properties of the system analytically, that is, according to the known mathematical model of the system.

Analytical study of the dynamics of such systems is a very difficult task, but determining the sensitivity functions for this type of compound experimentally is another much more complex technological task, so their characteristics should be obtained by different methods of identification.

The main purpose of this work is to determine: the identified mathematical model of the system, to offer a methodology and algorithm for the diagnosis of parameters of multidimensional mechanical fluctuation systems using computer technology.

Of course, the presented algorithm is most suitable for the diagnosis of parameters of multidimensional fluctuation systems, but of course, in this case, widespread use of modern computer technology is necessary.

If in the system it is necessary to determine the degree of influence of various physical parameters on the vector of the state, then it is necessary to consider the matrix of relative sensitivity. Sensitivity matrices allow determining sensitive and invariant parameters to the state vector. This information answers the question of which parameters determine the vibrational characteristics of the object to the greatest extent. In addition, the determination of the sensitivity matrix can significantly simplify the dynamic model of the system, leaving only those parameters that most determine the vibrational state of the system.

***Keywords**: construction, press-threaded connection, dynamic parameters, structural model, deformation, deviation, frequency and amplitude of oscillations, sensitivity of dynamic parameters, algorithm, sensitivity matrix, methodology.*