

Для другої послідовності F^2 шукаємо вектори руху $v_1^2, v_2^2, \dots, v_{n-1}^2$ і панорамний кадр буде мати вигляд: $Panoram^2 = F_1^2 \cup P_1^{21} \cup P_2^2 \cup \dots \cup P_{m-1}^2$, де P_i^2 – частина з кадру F_{i+1}^2 . Тоді остаточний панорамний кадр буде мати вигляд $Panoram^1 \cup Panoram^2$.

Висновок

Створено алгоритм побудови панорамного кадру при наявності двох камер та їх розташування і напрям руху. Алгоритм базується на спеціальних методах розміщення камер на горизонтальній осі та об'єднання множин кадрів відеопотоку. Розроблений алгоритм дозволить суттєво підвищити ефективність відеоспостереження об'єктів.

Список використаних джерел

1. Ю.В. Слынько, В.Н. Лагуткин, А.П. Лукьянов. Разработка и исследование робастных алгоритмов реального времени оценивания параметров геометрических преобразований кадров видеопоследовательностей // Радиотехника и электроника. – 2007. – Т.52, №3, С. 351 – 357.
2. Ю. В. Слынько Исследование влияния предобработки видеопоследовательности на эффективность алгоритмов оценивания // Труды XLX научной конференции МФТИ “Современные проблемы фундаментальных и прикладных наук”. – 2007. – Ч.1. – С.130 - 132.

УДК 621.112.32:620.191.31

АНАЛІЗ КОЛИВАНЬ СТЕРЖНЯ З ТРІЩИНОЮ ПІД ДІЄЮ СТОХАСТИЧНОЇ ВИМУШУВАЛЬНОЇ СИЛИ

Мацько І.Й.¹⁾, Юзефович Р.М.²⁾, Кравець І.Б.³⁾

Фізико-механічний інститут ім. Г.В.Карпенка НАН України

¹⁾ к.т.н.; ²⁾ к.т.н., доцент; ³⁾ к.т.н., с.н.с.

Вібраційний сигнал від складних механічних систем, які знаходяться під впливом динамічних навантажень сформований відгуками від багатьох вузлів. Під час дослідження таких сигналів, а саме розв'язання задачі розділення сигналу на первинні складники, постає питання аналізу впливу на структуру сигналу можливих дефектів, які виникають у кожному з комплектуючих елементів: підшипниках кочення та ковзання, зубчатих передачах, валах, стержневих елементах конструкцій та ін. Найпоширенішим типом пошкодження елементів конструкцій, що знаходяться під циклічним навантаженням є втомна тріщина. В основі розробки методів виявлення такої тріщини лежить її математична модель. У найпростішому випадку втомна тріщина подається як локальне зниження жорсткості [1]. Моделювання тріщини у вигляді розрізу, яке прийняте у механіці руйнування, дає змогу визначити напружено-деформований стан в її оточенні, в тому числі концентрацію напружень біля вершини, обчислити швидкість росту тріщини і на цій основі оцінити втомну довговічність пошкодженої конструкції при циклічних навантаженнях. Методи, які при цьому використовують, не враховують, що за дії зовнішньої сили тріщина буде циклічно змикатися-розмикатися. В напівциклах розтягу змінюється жорсткість матеріалу, а в напівциклах стиску тріщина повністю закрита і жорсткість матеріалу залишається незмінною. Таке явище описують так званою “функцією дихання матеріалу”, тобто функцією, яка визначає зміну жорсткості в напівциклах розтягу та стиску [2]:

$$k(t) = k_0 \left[1 - \frac{\alpha}{2} \left(1 + \frac{x}{|x|} \right) \right] x.$$

Тут x – деформація, α – відносна різниця між значеннями узагальненої жорсткості деформованого елемента за стиску чи до порушення суцільності k_0 і за розтягу k :

$$\alpha = \frac{k_0 - k}{k}.$$

Параметр α залежить від типу, відносних розмірів та розташування тріщини, відносних розмірів і форми коливань конструктивного елемента і може бути визначений через енергетичну характеристику пошкодження $\Delta P_T / P_0$ [3]:

$$\alpha = \frac{K}{1 + K},$$

де Π_0 – потенціальна енергія деформації непошкодженого пружного тіла; $\Delta\Pi_T$ – приріст потенціальної енергії, обумовлений збільшенням його піддатливості в результаті появи тріщини, і який визначається через коефіцієнт інтенсивності напружень. Приклади розрахунків величини K і α за розтягу і згину стержнів прямокутного перерізу за наявності тріщин різного типу подані в праці [3].

Різниця між пружними опорами матеріалу за розтягу і стиску внаслідок порушення його суцільності призводить до нелінійності диференціального рівняння, яке описує вібродеформації елементів конструкцій [3]:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\beta \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 \left[1 - \frac{\alpha}{2}(1 - \operatorname{sgn} x) \right] x = f(t), \quad (1)$$

де $\omega_0 = \sqrt{\frac{k_0}{m}}$ – власна частота коливань непошкодженого тіла чи тіла з закритою тріщиною, а m – узагальнена маса. Сили опору враховуються коефіцієнтом демпфування β . Відмітимо, що моделювання коливань тіла з тріщиною, як одномасової коливної системи з несиметричною характеристикою відновлювальної сили в багатьох випадках дає можливість адекватно охарактеризувати поведінку досить складних конструкцій [3].

Дослідження механічних коливних систем на основі рівняння (1) в основному присвячені аналізу вібраційного відгуку під час гармонічного входу на частотах, що відповідають основному, супер- та субгармонічному резонансам.

Виникнення нелінійних резонансів є якісною ознакою пошкодження типу втомної тріщини [4]. Коливання за таких резонансів суттєво негармонічні через появу в спектрі гармоніки, частота якої співпадає з частотою основного резонансу, а амплітуда в багато разів перевищує амплітуди гармонік з основною частотою супер- чи субрезонансу. Тому як діагностичні ознаки пошкодження використовують співвідношення між амплітудою домінуючої гармоніки в спектрі коливань (наприклад, $A_{1/2}$ для $\frac{\omega_0}{v} = \frac{1}{2}$, $A_{2/1}$ для $\frac{\omega_0}{v} = \frac{2}{1}$) і амплітудою першої гармоніки A_1 , а також відношення амплітуди точного нелінійного резонансу ($s_{1/2}, s_{2/1}$) до амплітуди вимушених коливань непошкодженої системи на тій же частоті (s) [4].

Нові можливості в діагностиці тріщин [5] появляються коли вимушувальну силу описують адитивною моделлю $f(t) = a \cos vt + \varepsilon(t)$, де $\varepsilon(t)$ – стаціонарний випадковий процес. Нелінійність системи призводить до взаємодії детермінованої та випадкової складових, яка характеризується появою нових гармонічних складових обох типів. Ці складові в першому наближенні можуть бути описані в рамках характеристик першого та другого порядків періодично нестационарних випадкових процесів (ПНВП) – математичного сподівання $m(t) = E\xi(t)$ і кореляційної функції $b(t, u) = E\overset{\circ}{\xi}(t)\overset{\circ}{\xi}(t+u)$, $\overset{\circ}{\xi}(t) = \xi(t) - m(t)$. Ці величини є періодичними за часом t , тобто $m(t+T) = m(t)$, $b(t+T, u) = b(t, u)$ і можуть бути подані скінченними рядами Фур'є:

$$m(t) = \sum_{k=-N_1}^{N_1} m_k e^{ik\omega_0 t} = m_0 + \sum_{k=-N_1}^{N_1} (m_k^c \cos k\omega_0 t + m_k^s \sin k\omega_0 t), \quad \omega_0 = \frac{2\pi}{T}, \quad (2)$$

$$b(t, u) = \sum_{k=-N_2}^{N_2} B_k(u) e^{ik\omega_0 t} = B_0(u) + \sum_{k=-N_2}^{N_2} (B_k^c \cos k\omega_0 t + B_k^s \sin k\omega_0 t), \quad (3)$$

при цьому $m_k = \frac{1}{2}(m_k^c - im_k^s)$, $B_k(u) = \frac{1}{2}[B_k^c(u) - iB_k^s(u)]$. Така структура характеристик зумовлена тим, що вимушені коливання тут мають вигляд суми амплітудно- і фазомодульованих коливань [5]:

$$\xi(t) = \sum_{k=-N_1}^{N_1} \xi_k(t) e^{ik\omega_0 t}.$$

Тут $\xi_k(t)$ – стаціонарно зв'язані випадкові процеси. Тоді

$$\begin{aligned} m_k &= E\overset{\circ}{\xi}_k(t), \\ B_k(u) &= \sum_{l \in \mathbb{Z}} R_{l, l+k} e^{il\omega_0 t}, \\ R_{lk} &= E\overset{\circ}{\xi}_k(t+u)\overset{\circ}{\xi}_l(t), \end{aligned}$$

$$\dot{\xi}_k(t) = \xi_k(t) - m_k.$$

Таким чином, діагностувати появу тріщин у стержні вже на ранніх стадіях розвитку можна виділивши у характеристиках (2)–(3) ті складові, що зумовлюють їх появу. Нелінійність, яка виникає в результаті появи тріщини, призводить не тільки до появи нових гармонік детермінованої складової, а й до її взаємодії зі стохастичною складовою. Така взаємодія може бути кількісно охарактеризована за допомогою кореляційних компонентів [6].

Список використаних джерел

1. Бересневич В. И. Сопоставительный анализ математических моделей усталостной трещины // Вестник научно-технического развития. – 2009. – № 12 (28). – С. 12–19.
2. Цыфанский С. Л., Магоне М. А., Ожиганов В. М. Об использовании нелинейных эффектов для обнаружения трещин в стержневых элементах конструкций // Дефектоскопия. – 1985. – № 3. – С. 77–82.
3. Матвеев В. В. К анализу эффективности метода спектральной вибродиагностики усталостного повреждения элементов конструкций. Сообщ. 1. Продольные колебания, аналитическое решение // Пробл. прочности. – 1997. – № 6. – С. 5–20.
4. Бовсуновский А. П., Бовсуновский О. А. Использование нелинейных резонансов для диагностики закрывающихся трещин в стержневых элементах // Пробл. прочности. – 2010. – № 3. – С. 125–141.
5. Імовірнісна структура сигналів вібрації тіла з тріщиною / І. М. Яворський, І. Б. Кравець, І. Й. Мацько, Р. М. Юзефович // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – № 45. – С. 452–459.
6. Component covariance analysis for periodically correlated random processes / I. Javorskyj, I. Isayev, J. Majewski, R. Yuzefovych // Signal Processing. – 2010. – Vol. 90. – P. 1083–1102.

УДК 621.391:519.22

ДОСЛІДЖЕННЯ СПЕКТРУ ВІБРУЮЧОЇ РАМКИ ЗІ СТРУМОМ

Трохим Г.Р.

Фізико-механічний інститут ім. Г.В.Карпенка НАН України, к.т.н.

Порівняно з традиційними контактними методами вибродіагностики, застосування безконтактних електромагнітних методів вимагає враховувати деякі особливості та специфічні вимоги. Ці вимоги обумовлені як рівнем електромагнітних завад, так і конструктивними особливостями самих контрольованих об'єктів.

Для імітації джерела електромагнітного випромінювання було використано багатовиткову індукційну рамку, а джерела вібрації – електродинамічний гучномовець типу ЗГД-36Е. Рамку прикріплено до текстолітового стержня, другий кінець якого приклеєний до дифузора гучномовця. Магнітоприймачем служив стрижневий індукційний давач з багатосекційною обмоткою [1]. Для вирівнювання амплітудночастотної характеристики перетворення магнітоприймача його вихід зашунтовано низькоомним резистором. Для вводу сигналу з магнітоприймача в комп'ютер застосовано його стандартний аудіо вхід.

В проведеному досліді випромінююча рамка збуджувалась синусоїдою частотою 3000 Гц, а вібратор – 70 Гц. Магнітоприймач та вібратор розміщено на звукопоглинаючих підставках для усунення прямого вібраційного впливу вібратора на давач. Взаємне їх розміщення та просторове рознесення вибиралось з умови перевищення сигналом на виході магнітоприймача електромагнітних шумів лабораторії (рис. 1).

Коли джерело змінного магнітного поля під впливом вібрації змінює орієнтацію відносно осей чутливості магнітоприймача, то його складові в точці прийому виявляються промодульованими функцією, що описує такі зміни. Нехай по одній з осей XOZ розташований індукційний магнітоприймач (ІМ), в якому індукується е.р.с. пропорційна зміні індукції магнітного поля

$$\varepsilon_{x(z)} = -G \frac{dB_{x(z)}}{dt}, \text{ де } G - \text{ коефіцієнт перетворення ІМ.}$$

Відповідно і частотний спектр е.р.с. ІМ відповідає спектру амплітудно-модульованого сигналу

$$\varepsilon_x = -G\omega_c B \left[\cos \alpha \cdot \cos \omega_c t \pm \frac{\psi}{2} \cdot \frac{\omega_c \pm \Omega}{\omega_c} \sin \alpha \sin(\omega_c \pm \Omega)t \pm \frac{\psi^2}{8} \cdot \frac{\omega_c \pm 2\Omega}{\omega_c} \cos \alpha \cos(\omega_c \pm 2\Omega)t \pm \dots \right], \text{ де } \omega_c -$$

несуча частота випромінювання, Ω – частота вібрації [2].