ZASTOSOWANIE ANALIZY MODALNEJ W DIAGNOSTYCE MASZYN

Tadeusz UHL
Akademia Górniczo – Hutnicza w Krakowie
Al. Mickiewicza 30
30-059 Kraków
e-mail: tuhl@rob.wibro.agh.edu.pl

Streszczenie. W pracy przedstawiono wybrane aspekty zastosowań analizy modalnej w diagnostyce maszyn. Przestawiono techniki analizy modalnej, które mogą być wykorzystane do realizacji analizy modalnej dla celów diagnostycznych. Pokazano zastosowanie eksploatacyjnej analiz modalnej do wykrywania uszkodzeń w konstrukcjach, poprze estymacje energii odkształceń.

1. Wstęp

Analiza modalna jest pewną metodą oceny własności dynamicznych konstrukcji. Może ona być realizowana jako teoretyczna lub doświadczalna. W teoretycznej analiz modalnej na podstawie modelu strukturalnego obiektu wyznacza się zbiór częstości własnych, współczynników tłumienia dla częstości własnych oraz postaci drgań własnych. Wielkości te pozwalają na symulacje zachowania się konstrukcji przy dowolnych wymuszeniach, doborze sterowań w aktywnych metodach ograniczania drgań, modyfikacji konstrukcji w celu osiągnięcia żądanych charakterystyk dynamicznych i wielu innych gdzie istotna jest znajomość własności dynamicznych. Teoretyczna analiza modalna jest często w literaturze dotyczącej metody elementów skończonych nazywana rozwiązaniem zagadnienia własnego [8]. Teoretyczna analiz modalna ma zastosowanie w procesie projektowania, gdy nie ma możliwości realizacji eksperymentu na obiekcie. W diagnostyce stanu konstrukcji o wiele częściej stosuje się eksperymentalną analizę modalną. Eksperymentalna analiza modalna polega w większości istniejących rozwiązań na wymuszeniu określonego ruchu układu oraz pomiar odpowiedzi i wymuszenia. Istnieją również metody pozwalające na identyfikacje modelu modalnego na podstawie pomiaru jedynie odpowiedzi [9].

2. Wybrane metody analizy modalnej

Spośród metod eksperymentalnej analizy modalnej, największe zastosowanie w praktyce badań diagnostycznych mają dwie metody:

- Analiza modalna za pomocą testu impulsowego [8]
- Analiza modalna realizowana poprzez pomiar drgań w czasie normalnej eksploatacji (eksploatacyjna analiza modalna) [9]

Pierwsza z metod jest stosowana w przypadku gdy jest możliwość wyłączenia konstrukcji z eksploatacji oraz wymuszenia ruchu za pomocą mierzonego impulsu siły uderzenia. Tego typu badania modalne stosuje się dla konstrukcji, dla których nie ma możliwości wykonania klasycznego testu modalnego z wymuszeniem konstrukcji za pomocą sterowanego harmonicznego wymuszenia. Jest to metoda stosunkowo prosta w realizacji, mało pracochłonna, ale uzyskiwane za jej pomocą wyniki należy traktować jako przybliżone. Jednak w wielu prak-tycznych przypadkach, szczególnie w diagnostyce maszyn jest stosowana z powodzeniem. Drugą z metod stosuje się w przypadku gdy nie ma możli-wości zastosowania sterowanego wymuszenia oraz gdy nie można wyłączenia konstrukcji z normalnej eksploatacji. Ten rodzaj analizy modalnej może być realizowany on-line i ma szczególne znaczenie w diagnostyce.

2.1. Test modalny za pomocą wymuszenia impulsowego

Test modalny za pomocą wymuszenia impulsowego realizowany jest poprzez wymuszenie drgań konstrukcji za pomocą uderzenia. Test ten wymaga pomiaru zarówno wymuszenia jak i odpowiedzi układu. Na podstawie zmierzonych sygnałów wymuszenia i odpowiedzi układu dokonuje się estymacji charakterystyk częstotliwościowych w wielu punktach konstrukcji [8]. Wykorzystuje się dwa podstawowe podejścia, jedno w którym w czasie pomiaru zmienia się miejsce uderzenia a czujnik pozostawia w niezmienionej pozycji co pozwala na estymację elementów wiersza macierzy charakterystyk, oraz drugie w którym dokonuje się uderzenia w jednym punkcie a zmienia się miejsce pomiaru odpowiedzi co pozwala na estymacje kolumny macierzy charakterystyk. W ten sposób uzyskane przebiegi charakterystyk częstotliwościowych dają identyczne informacje o dynamice układu, gdyż dla układów liniowych, dla których ma zastosowanie metoda analizy modalnej macierz

charakterystyk częstotliwościowych jest macierzą symetryczną. Najczęściej w każdym punkcie konstrukcji dokonuje się pomiaru kilkakrotnie co pozwala na uzyskanie nieobciążonego estymatora charakterystyk częstotliwościowych poprzez uśrednianie. Do estymacji parametrów modelu modalnego na podstawie zmierzonych za pomocą testu impulsowego charakterystyk częstotliwościowych można dokonać kilkoma metodami zarówno w dziedzinie czasu, jak i w dziedzinie częstotliwości. Do najczęściej stosowanych metod należą metody „curve fitting" w dziedzinie częstotliwości oraz metody LSCE w dziedzinie czasu. Przejście z dziedziny częstotliwości do dziedziny czasu dokonuje się poprzez odwrotną transformatę FFT, która w wyniku daje odpowiedz impulsową układu, która z kolei jest podstawą zastosowania metody LSCE do estymacji parametrów modelu modalnego. Opracowano również metody, które umożliwiają identyfikację modelu modalnego bezpośrednio ze zmierzonego przebiegu czasowego odpowiedzi układu na wymuszenie impulsem np. metoda ITD. [10]. W praktyce badań modalnych metodę wymuszenia impulsowego stosuje się stosunkowo często, pomimo tego, że uzyskiwane z niej wyniki są wynikami bardzo przybliżonymi. Głównym powodem błędów tej metody jest niestacjonarny charakter zmierzonych sygnałów oraz niezbyt dobre wymuszenie wszystkich występujących w układzie fizycznych postaci drgań własnych. Utrudnieniem w uzyskaniu dokładnych wyników jest też krótkotrwałość mierzonej odpowiedzi oraz brak powtarzalności wymuszenia. Przyczyną, dla której metoda ta jest często wykorzystywana jest łatwość pomiarów oraz realizacji eksperymentu identyfikacyjnego.

2.2. Eksploatacyjna analiza modalna

Eksploatacyjna analiza modalna jest metodą identyfikacji modelu modalnego konstrukcji bez konieczności pomiaru wymuszenia. Metoda ta została przedstawiona w wielu pracach [1,2,3,4,5,6,7,9], a jej praktyczna implementacja była przedmiotem projektu Europejskiego SINOPSYS [11]. W praktyce istnieje kilka podstawowych algorytmów jej realizacji, zarówno w dziedzinie czasu [4,5,6,7], jak i w dziedzinie częstotliwości [1,2,3].

Zaletą stosowania tych metod identyfikacji jest zachowanie warunków wymuszenia, warunków brzegowych oraz rozkładu obciążeń charakterystycznych dla eksploatacji badanego obiektu. Warunki te są trudne, a często wręcz niemożliwe do realizacji w czasie eksperymentu czynnego przeprowadzanego w warunkach laboratoryjnych. Metody identyfikacji oparte o pomiary eksploatacyjne można podzielić na następujące grupy:

- Metody realizowane na bazie korelacji własnej i wzajemnej [2],
- Metody realizowane na bazie funkcji autoregresji dla sygnałów odpowiedzi [5],
- Metody realizowane w podprzestrzeni stochastycznej [6].
- Metody realizowane w dziedzinie częstotliwości w oparciu o aproksymacje zmierzonych charakterystyk częstościowych za pomocą modelu modalnego (Peak-Piking) [3]
- Metoda dekompozycji w dziedzinie częstotliwości (FDD) [2]

W pierwszym etapie procedur realizowanych w dziedzinie czasu wyznacza się funkcję korelacji własnej sygnałów odpowiedzi oraz korelacji wzajemnej sygnałów odpowiedzi i sygnału odniesienia. Można wykazać, że funkcja korelacji może być wyrażona za pomocą tłumionych funkcji harmonicznych dla układu MIMO (układy z wieloma wejściami i wieloma wyjściami) wymuszonego za pomocą wymuszenia losowego. Do wyznaczenia parametrów modelu modalnego można zastosować metodę [5], [6] LSCE (ang. Least Squers Complex Exponential) za pomocą której aproksymuje się przebieg funkcji korelacji sumą zanikających wykładniczo funkcji harmonicznych. Metoda ta stosowana do odpowiedzi impulsowej układu jest dobrze znaną techniką w klasycznej eksperymentalnej analizie modalnej dającą estymatory globalne biegunów układu. Przez biegun układu jest rozumiany pierwiastek mianownika funkcji przejścia. Można udowodnić [9], że funkcja korelacji wzajemnej może być wykorzystana w identyfikacji parametrów modelu modalnego w sposób identyczny jak odpowiedź impulsowa układu.

Odpowiedź impulsowa wywołana przyłożeniem impulsu Diraca w punkcie *k* mierzona jako odpowiedź w punkcie *i* ma postać:

$$x_{ik}(t) = \sum_{r=1}^{n} \frac{\Psi_{ir}\Psi_{kr}}{m_r \omega_{rd}} \exp(-\xi_r \omega_m t)\sin(\omega_{rd} t) \tag{1}$$

gdzie; ω_m oznacza częstość drgań własnych, ω_{rd} oznacza częstość drgań własnych tłumionych.

Funkcja korelacji wzajemnej wyznaczona dla dwóch sygnałów odpowiedzi w punkcie *i* i *j* wywołanych wymuszeniem w postaci białego szumu przyłożonego w punkcie *k* ma postać:

$$R_{ijk}(T) = E[x_{ik}(t+T)x_{jk}(t)] \tag{2}$$

gdzie; E oznacza operator wartości oczekiwanej.

Podstawiając rozwiązanie w postaci (1) do definicji korelacji wzajemnej danej wzorem (2) oraz przyjmując założenie, że wymuszenie jest białym szumem dla którego funkcja korelacji jest stałą α_k pomnożoną przez deltę Diraca $\delta(t)$, otrzymano:

$$R_{ijk}(T)=\sum_{r=1}^{n}\sum_{s=1}^{n}\alpha_k\Psi_{ir}\Psi_{kr}\Psi_{js}\Psi_{ks}\int_0^{\infty}g_r(\lambda+T)g_s(\lambda)d\lambda \tag{3}$$

gdzie; $\lambda = t-\tau$ oraz zmieniono granice całkowania ze względu na postać funkcji g i przyczynowość układu.

Po wstawieniu odpowiedzi impulsowych do wzoru na funkcję korelacji wzajemnej otrzymano:

$$R_{ijk}(T)=\sum_{r=1}^{n}\left[A_{ijkr}\exp(-\xi_r\omega_{rn}T)\cos(\omega_{rd}T)+ + B_{ijkr}\exp(-\xi_r\omega_{rn}T)\sin(\omega_{rd}T)\right] \tag{4}$$

gdzie; A_{ijkr}, B_{ijkr} są niezależne od T i są funkcjami parametrów modelu modalnego,

$$\begin{Bmatrix}A_{ijkr}\\B_{ijkr}\end{Bmatrix}=\sum_{s=1}^{n}\left\langle\frac{\alpha_k\Psi_{ir}\Psi_{kr}\Psi_{js}\Psi_{ks}}{m_r\omega_{rd}m_s\omega_{sd}}\cdot \int_0^{\infty}\exp\left[(-\xi_r\omega_{rn}-\xi_s\omega_{sn})\lambda\right]\sin(\omega_{sd}\lambda)\begin{Bmatrix}\sin(\omega_{sd}\lambda)\\\cos(\omega_{sd}\lambda)\end{Bmatrix}d\lambda\right\rangle \tag{5}$$

Równanie (4 pokazuje zależność pomiędzy funkcją korelacji wzajemnej, która ma postać sumy wykładniczo zanikających funkcji harmonicznych, a impulsową funkcją przejścia stosowaną w klasycznej analizie modalnej do identyfikacji parametrów modeli modalnych. Dla bezpośredniego wykorzystania tak przedstawionej funkcji korelacji do analizy modalnej wykorzystując zależność (5) po wykonaniu całkowania można przekształcić zależność (4 do postaci:

$$R_{ij}(T)=\sum_{r=1}^{n}\frac{\Psi_{ir}G_{jr}}{m_r\omega_{rd}}\exp(-\xi_r\omega_{rn}T)\sin(\omega_{rd}T+\vartheta_r) \tag{6}$$

gdzie; nowy kąt przesunięcia fazowego ϑ_r oraz stała ,G_{jr} dane są wzorami:

$$\begin{aligned}&\tan(\vartheta_r)=I_{rs}/J_{rs}\\&I_{rs}=2\omega_{rd}(\xi_r\omega_{rn}+\xi_s\omega_{sn})\\&J_{rs}=(\omega_{sd}^2-\omega_{rd}^2)+(\xi_r\omega_{rn}+\xi_s\omega_{sn})^2\\&\beta_{jkrs}=\alpha_k\Psi_{kr}\Psi_{js}\Psi_{ks}/m_s\\&G_{jr}=\frac{\Psi_{ir}}{m_r\omega_{rd}}\sum_{s=1}^{n}\sum_{k=1}^{n}\beta_{jkrs}(I_{rs}^2+J_{rs}^2)^{-1/2}\end{aligned} \tag{7}$$

Metoda LSCE identyfikacji parametrów modelu modalnego jest metodą realizowaną w dziedzinie czasu dającą globalne oszacowanie (wyznaczone na podstawie charakterystyk mierzonych w wielu punktach konstrukcji) parametrów modelu w postaci częstości własnych i modalnych współczynników tłumienia. Podstawą do wyznaczania modeli modalnych w tej metodzie jest zmierzony przebieg impulsowej funkcji przejścia, w metodzie identyfikacji na podstawie pomiaru odpowiedzi układu na nieznane wymuszenie impulsowa funkcja przejścia jest zastępowana przez funkcję korelacji wzajemnej.

Pomiar w tej metodzie polega na wielokanałowym pomiarze drgań podczas eksploatacji obiektu, przy czym muszą być wybrane punkty odniesienia na konstrukcji, w których czujniki pozostają zawsze, w każdej sesji pomiarowej. Najczęściej przyjmuje się, że położenie tych czujników umożliwia pomiar w trzech kierunkach przyjętego kartezjańskiego układu współrzędnych.

Wyżej opisany algorytm identyfikacji parametrów modelu modalnego opracowany przez autorów pracy został zaimplementowany w systemie CADA-X oraz systemie VIOMA w ramach projektu EUREKA „Sinopsys", którego współwykonawcą jest autor pracy [9]. Metody te zespół kierowany przez autora zastosował do badań dynamiki fundamentu turbozespołu, wentylatorów, przekładni dużej mocy i śmigłowca.

Innym rodzajem metod są metody realizowane w dziedzinie częstotliwości. Do najbardziej znanych i mających swoje implementacje w oprogramowaniu jest metoda FDD (Frequency Domain Decomposition).

W metodzie tej wykorzystuje się związki pomiędzy gęstością widmową mocy sygnału odpowiedzi układu, na wymuszenie eksploatacyjne (nie mierzone w czasie badań) a parametrami modelu modalnego. Związek ten można, przy założeniu że wymuszenie jest białym szumem zapisać w postaci:

$$G_{yy}(j\omega)=\sum_{k=1}^{N}\frac{d_k\phi_k\phi_k^T}{j\omega-\lambda_k}+\frac{\bar{d}_k\bar{\phi}_k\bar{\phi}_k^T}{j\omega-\bar{\lambda}_k} \tag{8}$$

Zależność ta nazywana jest dekompozycją modalną macierzy gęstości widmowej mocy odpowiedzi.

W pierwszym kroku procedury dokonuje się pomiaru wielokanałowego odpowiedzi układu, a w szczególności gęstości widmowej mocy odpowiedzi (PSD- Power Spectral Density). PSD stanowi więc macierz dla dyskretnych wartości częstości $\omega=\omega_i$.

W kolejnym kroku procedury wyznacza się dekompozycje tej macierzy na wartości osobliwe (SVD- Singular Value Decomposition):

$$G_{yy}(j\omega)=U_iS_iU_i^H \tag{9}$$

gdzie macierz $U_i=[u_{i1},u_{i2},\cdots,u_{im}]$ jest macierzą zawierającą wektory osobliwe u_i oraz macierz diagonalną S_i zawierającą skalarne wielkości wartości osobliwych s_{ij}. W pobliżu maksimum PSD odpowiadającego k-tej postaci drgań lub w pobliżu k-tej postaci drgań postać ta dominuje w odpowiedzi układu i w tym obszarze układ może być traktowany jako układ o jednym stopniu swobody. W takim przypadku wektor osobliwy stanowi estymator wektora własnego:

$$\phi=u_{i1} \tag{10}$$

oraz odpowiadająca wartość osobliwa jest gęstością widmową mocy odpowiedzi układu o jednym stopniu swobody. Taka gęstość widmowa mocy jest

identyfikowana poprzez porównanie estymatora wektora własnego ϕ z wektorami osobliwymi dla częstości w pobliżu maksimum. Porównanie to wykonuje się za pomocą wskaźnika MAC [2]. Ta wartość osobliwa dla której MAC jest największy stanowi odpowiedz układu o jednym stopniu swobody. Z tej części odpowiedzi w kolejnym kroku procedury wyznacza się częstość własną układu oraz współczynnik tłumienia modalnego. Metoda ta daje zadowalające wyniki tylko w przypadku gdy wszystkie postacie są dobrze odseparowane jedna od drugiej.

3. Metoda oceny energii odkształceń w zastosowaniu do diagnostyki

Jedną z dziedzin w której znajduje szerokie zastosowanie analiza modalna jest wykrywanie , lokalizacja oraz ocena wielkości uszkodzenia konstrukcji.
Metody oceny uszkodzenia konstrukcji z zastosowaniem analizy modalnej można podzielić na metody:

1. Analityczne
2. Eksperymentalne

W metodach analitycznych wykorzystuje się zarówno wyniki symulacji modeli elementów skończonych jak również wyniki przeprowadzonego testu modalnego. Klasycznym przykładem takiej metody jest metoda polegająca na dostrajaniu modelu elementów skończonych badanej konstrukcji na podstawie wyników jej badań modalnych przeprowadzanych okresowo w czasie eksploatacji obiektu. Zmiany modelu podczas dostrajania są wskaźnikiem zmian zachodzących w badanym obiekcie. Typowo eksperymentalna metodą jest porównywania częstości własnych wyznaczanych w pewnych odstępach czasu. Zmiany tych częstości mogą być symptomem powstałego w układzie uszkodzenia. Jednak metoda taj jest w wielu praktycznych przypadkach zbyt mało czuła na powstałe uszkodzenia. Bardziej czuła jest zmiana zidentyfikowanych częstości układu na błędy pomiarowe i zakłócenia niż na powstające w konstrukcji uszkodzenie. O wiele bardziej czułe na uszkodzenia konstrukcji są postacie drgań. Można je wykorzystać do wykrywania uszkodzenie konstrukcji na kilka sposobów [12,13,15,16]. Do podstawowych należą:

1. Porównanie współczynników MAC i COMAC dla postaci zmierzonych w pewnych odstępach czasu w czasie eksploatacji i wykrywanie zmian na skutek zmian stanu obiektu [9]
2. Wyznaczanie zmian energii odkształcenia na skutek powstającego uszkodzenia na podstawie znajomości postaci drgań [15,16].

Współczynniki MAC i COMAC są miarami podobieństwa wektorów [9] i ich wartość zmienia się w granicach od 1 dla dwóch identycznych postaci (wektorów własnych) do zera dla dwóch różnych (ortogonalnych) wektorów. Współczynnik MAC dotyczy postaci drgań własnych na całej konstrukcji, natomiast COMAC dotyczy wybranych obszarów konstrukcji. Współczynnik COMAC jest bardziej czuły na zmiany wektorów własnych wywołane uszkodzeniem.
Druga z wymienionych metod polega na badaniu zmian w przebiegu postaci drgań, a w szczególności drugich pochodnych postaci po współrzędnych, czyli zmian energii odkształcenia związanych z dana postacią i danym uszkodzeniem konstrukcji. Wyróżnić można tutaj również podejście czysto eksperymentalne, w którym energię odkształcenia oblicza się na podstawie zmierzonych postaci drgań [12] oraz eksperymentalno- analityczne , w którym konieczna jest znajomość macierzy sztywności układu [15,16].
Wskaźnik uszkodzenia zdefiniowany na podstawie energii odkształcenia w metodzie eksperymentalnej ma postać:

$$\beta_{ik} = \frac{(\bar{U}_{ik} + \bar{U}_k)U_k}{(U_{ik} + U_k)\bar{U}_k} \tag{11}$$

gdzie: U_{ik} energia odkształcenia w punkcie i dla k-tej postaci drgań własnych

$$\bar{U}_{ik} = \int_a^b [\bar{\phi}_i''(x)]^2 dx, \quad \bar{U}_k = \int_0^L [\bar{\phi}_i''(x)]^2 dx,$$
$$U_{ik} = \int_a^b [\phi''(x)]^2 dx, \; U_k = \int_0^L [\phi''(x)]^2 dx \tag{12}$$

ϕ jest wektorem modalnym dla konstrukcji nieuszkodzonej, natomiast $\bar{\phi}$ jest wektorem modalnym dla konstrukcji uszkodzonej, a i b są granicami obszaru w którym bada się możliwość powstania uszkodzenia, natomiast L jest długością belki.
Powyższe wzory są spełnione dla konstrukcji belkowych, jednak mogą one być uogólnione na innego rodzaju konstrukcje.
W przypadku rozważania więcej niż jednej postaci drgań wskaźnik uszkodzenia oblicza się jako sumę wskaźników dla rozważanych postaci. W celu uzyskania przebiegu postaci drgań, który można dwukrotnie różniczkować stosuje się aproksymację wielomianową. Takie rozwiązanie prowadzi do bardziej gładkich przebiegów postaci i mniejszych błędów różniczkowania. Konstrukcję uważa się za uszkodzoną jeśli wskaźnik uszkodzenia β różni się znacząco w sensie statystycznym od wartości dla konstrukcji nieuszkodzonej to jest od wartości 1.
Metoda eksperymentalno - analityczna polega na wykorzystaniu do wyznaczenia energii odkształcenia związanej z dana postacią drgań wzoru:

$$MSE_i = \frac{1}{2}\phi_i^T K \phi_i \qquad (13)$$

gdzie MSE_i – energia odkształcenia dla i - tej postaci drgań, K macierz sztywności układu, ϕ_i wektor modalny odpowiadający i-tej postaci zmierzony w czasie eksperymentu.

Zmian tak obliczonej energii dla układu w czasie eksploatacji jest miarą powstawania uszkodzenia. Zmianę ta oblicza się ze wzoru:

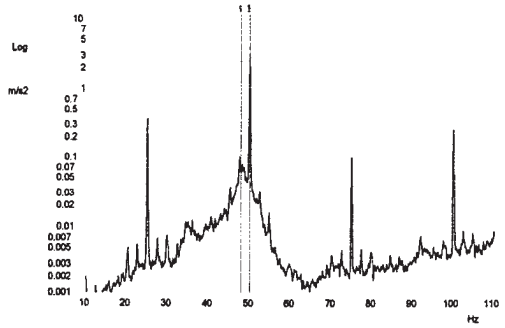
$$\alpha_{ij} = \frac{MSE_{ij}^u - MSE_{ij}^d}{\sum_{i=1}^{ne} MSE_{ij}^u} \qquad (14)$$

gdzie; MSE_{ij}^u - oznacza energię odkształcenia dla j tej postaci w i-tym punkcie konstrukcji dla układu nieuszkodzonego, MSE_{ij}^d - oznacza energię odkształcenia dla j tej postaci w i-tym punkcie konstrukcji dla układu uszkodzonego, $\sum_{i=1}^{ne} MSE_{ij}^u$ oznacza całkowitą energię dla układu nieuszkodzonego dla i-tej postaci drgań.

Druga z opisanych metod daje wyniki lepsze z punktu widzenia dokładności oceny uszkodzenia i jego lokalizacji, jednak jest trudniejsza w realizacji ze względu na konieczność znajomości elementów macierzy sztywności badanego obiektu.

4. Przykład zastosowania

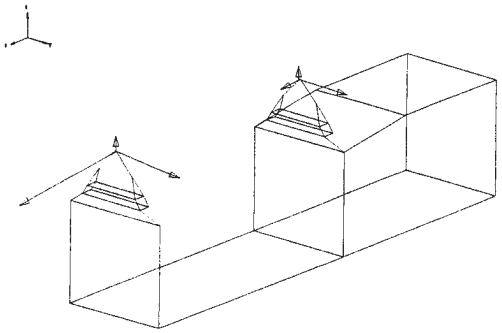
Jako przykła zastoswania przedstawiono wyniki badań modalnych wentylatora. Do badań zastosowano eksploatacyjną analizę modalną. Dla celow wnioskowania diagnostycznego zastosowano porónaie kryterium MAC. W pierwszym kroku zaproponowanej procedury zmierzono widmo przyspieszenia drgań obudowy łożyska. Przebieg zmierzonego widma przedstawiono na rysunku 1.



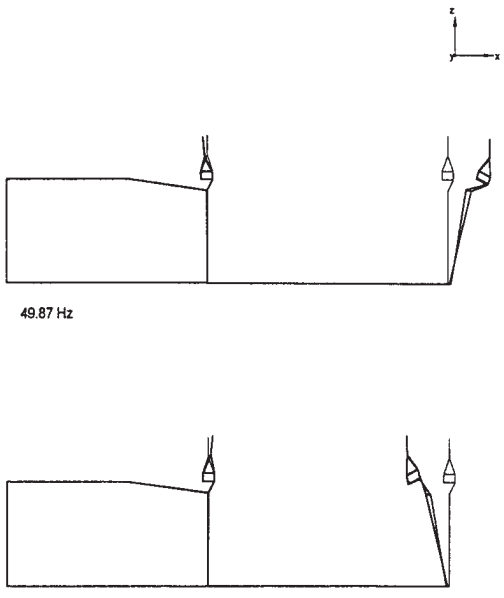
Rys.1. Przebieg widma przyspieszenia zmierzonego na obudowie łożyska badanego wentylatora.

W widmie tym można zaobserwować jedna dominującą amplitudę drgań poza częstością obrotową wirnika ($\Delta f = 1.5Hz$). Celem badań było wykrycie uszkodzenia na skutek, którego zaobser-wowano wzrost poziomu drgań.

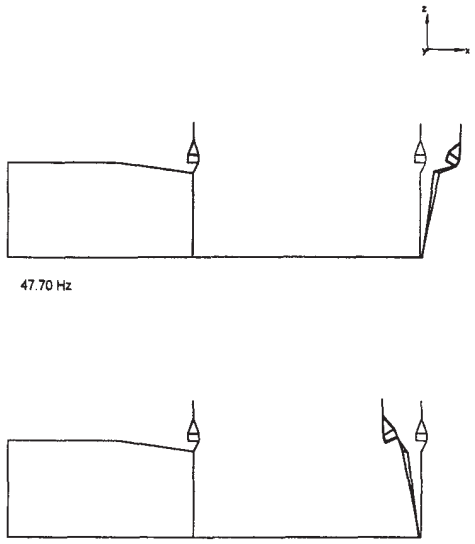
Badaniom modalnym poddano wentylator wraz z fundamentem. Wykonano pomiary drgań w czasie eksploatacji wentylatora w 99 punktach pomiarowych. Geometrię badanego obiektu przedstawiono na rysunku 2. Dokonano analizy zmierzonych przebiegów pod kątem wyznaczenia ODS (ODS- odkształcenia dynamiczne konstrukcji) podczas pracy wentylatora oraz stosując procedurę przedsta-wioną w rozdziale 2 wyznaczono postacie drgań własnych. Wybrane postacie drgań zestawiono na rysunku 3. Postacie te porównano z ODS wyznaczonym w tych samych punktach w których dokonano oceny wartości elementów wektora modalnego (rys.4). Wyznaczony współczynnik MAC ma war-tość 99% co jednoznacznie wskazuje na wystąpienie uszkodzenia we wsporniku fundamentu po jego prawej stronie.



Rys.2. Geometria badanego wentylatora wraz z fundamentem.



Rys.3. Postać drgań własnych w pobliżu częstotliwości dla której występuje maksymalna amp-lituda drgań.



Rys.4. Odkształcenie dynamiczne konstrukcji dla częstotliwości w której występuje maksymalna amplituda drgań.

5. Wnioski końcowe

Analiza modalna, jak wykazały przeprowadzone badania jest bardzo przydatnym narzędziem diagnostyki konstrukcji. Nowa metoda analizy modalnej polegająca na badaniach konstrukcji przy wymuszeniach eksploatacyjnych stwarza dodatkowe możliwości śledzenia zmian modelu modalnego podczas eksploatacji, W czasie klasycznych, okresowych badań modalnych obserwuje się duży rozrzuty wyników na skutek wpływu zmian warunków prowadzenia eksperymentu, z tego tez względu wydaje się uzasadnione zbudowania systemu ciągłego monitowania , który na bieżąco może śledzić zmiany postaci drgań. Parce na takim systemem podjęto w ostatnim okresie w Katedrze Robotyki i Dynamiki maszyn AGH.

6. Literatura

1. Anderson P., Brickner R., Peeters B., G.De Roeck, L Hermans, Comparison of Identification methdos Using Ambient Bridge test data, Proc of 17th IMAC, Kisemee, Florida, 1999.
2. R. Brincker, L. Zhang, P. Andersen, Modal Identification from Ambient Responses using Frequency Domain Decomposition, Proc. of 18th IMAC, SEM USA, pp.625-630 (2000),
3. R. Brincker, P. Andersen, Ambient Response Analysis of the Heritage Court Tower Building Structure, Proc. of 18th IMAC, SEM USA, pp.1081-1087 (2000)
4. Hermans L., Van der Auweraer H., Abdelghani M., A critical evaluation of modal parameter extraction schemes for output- only data. JMAC, Tokyo, 1997, pp. 124-131
5. Hermans L., Van der Auweraer H., On the use of auto- and cross correlation functions to extract modal parameters from output only data, ISVR, Southampton, 1997, pp.324-331
6. Hermans L., Van der Auweraer H., Coppens P., Mathieu L., Modal parameter extraction from in-operation data, XV IMAC, Orlando, 1996, pp. 531 – 539.
7. James G.H., Carne T.G., Laufer J.P., The Natural Excitation Technique (NexT) for modal parameter extraction from operating Structures, Int. Journal of Analytical and experimental Modal Analysis, vol.10, no.4, 1995, pp.260-277
8. Uhl T., Komputerowe wspomaganie identyfikacji modeli układów mechanicznych, WNT, Warszawa, 1997.
9. Uhl T., Lisowski W., Eksploatacyjna analiza modalna, Wygawnictwo KriDM AGH, Kraków 1999.
10. Ibrahim S.R., Milkulcik E., The experimental determination of Vibration Test parameters from from time responses, The shock and vibration bulletin, vol.46, No. 5, 1976.
11. Raport Końcowy projektu Europejskiego SINOPSYS EU 1562, Kraków, 2000.
12. Farrar C.R., Doebling S., Cornwell P.J., Starser E.G., Variability of modal parameters measured on Los Alamos Canoyon bridge, Proc. Of 15th IMAC , Orlando, F, 1997.
13. Yu L., Law S., Link M., Zhang L., Damage detection in bolted joint structures using element contribution to modal strain energy, Proc of second International Conference on Identification in Engineering Systems, Swansa, March, 1999.
14. Farrar C.R., Doebling S.W., Damage Detection and Evaluation, in Modal Analysis and Testing, Ed. J.M.M Silva& N.M.M. Maia, NATO Science Series, vol.363, 1999.
15. Pereyra L.R., Osegueda R.A., Carrasco C., Ferregut C., Detection of damage in a stiffened plate from fusion of modal strain energy differences, Proc. of XVIII IMAC, SEM, February, 2000.
16. Oseguerda R.A., Pereyra L., Ferregut C.M., Localisation of damage using fusion of modal strain energy differences, Proc. of XVIII IMAC, SEM, February, 2000.