

Tomasz LECH
Zbigniew KOZANECKI
Dorota KOZANECKA
Politechnika Łódzka

ANALIZA MODALNA STRUKTUR MECHANICZNYCH W ZASTOSOWANIU DO MODYFIKACJI WŁASNOŚCI DYNAMICZNYCH WENTYLATORA OSIOWEGO

Streszczenie. W pracy przedstawiono przykład wykorzystania analizy modalnej do modyfikacji własności dynamicznych wentylatora osiowego. Celem analizy było obniżenie niebezpiecznie wysokiego poziomu drgań łopatek podczas eksploatacji maszyny. Utworzony model modalny łopatki pozwolił zweryfikować propozycje zmian konstrukcji maszyny bez wcześniejszego wykonywania jej fizycznych modyfikacji.

APPLICATION OF MODAL ANALYSIS TO MODIFICATION OF DYNAMIC PROPERTIES OF AXIAL FAN

Summary. This paper describes an example of application of the experimental modal analysis for modification of dynamic properties of an axial fan. The purpose of this task was to reduce a high level of blade vibrations during machine operation. The modal model makes it possible to show sensitivity of the blade construction to different loads and to verify the construction modifications before they are introduced in a real machine.

1. WSTĘP

Analiza modalna jest powszechnie stosowanym narzędziem do badania dynamiki konstrukcji mechanicznych. Otrzymany w jej wyniku model modalny pozwala przewidzieć zachowanie się konstrukcji pod wpływem różnych wymuszeń, ale również pozwala

przewidzieć, jak ewentualna modyfikacja tej konstrukcji wpłynie na jej własności dynamiczne. Tą drogą możliwa jest optymalizacja konstrukcji prowadząca np. do obniżenia poziomu drgań występujących podczas eksploatacji.

Analiza modalna pozwala badać układy spełniające pewne warunki:

- układ jest liniowy, a więc jego dynamika może być opisana za pomocą układu równań różniczkowych zwyczajnych,
- parametry układu pozostają niezmiennie w czasie,
- układ spełnia zasadę wzajemności Maxwella (macierze parametrów są symetryczne),
- tłumienie w układzie jest małe lub proporcjonalne do masy lub sztywności.

Model modalny struktury mechanicznej definiujemy jako zbiór częstości własnych, współczynników tłumienia oraz postaci drgań dla tych częstości.

Częstości własne i współczynniki tłumienia opisują tzw. bieguny układu. Istnieją dwie drogi prowadzące do otrzymania takiego modelu:

Analiza modalna teoretyczna - wymaga ona opisu dynamiki badanej struktury układem równań różniczkowych, a następnie rozwiązania zagadnienia własnego tego układu. Szeroko stosowane są tu metody elementów skończonych. Analiza sprowadza się niejako do rozsprzęgania równań różniczkowych zwyczajnych opisujących dynamikę obiektu analizy. W trakcie tego procesu przechodzi się od współrzędnych fizycznych do tzw. współrzędnych modalnych. Dla poprawnego wykonania analizy niezbędna jest znajomość geometrii, własności materiałowych oraz warunków brzegowych badanej struktury. Ponieważ struktury o ciągłym rozkładzie parametrów aproksymuje się zwykle układem o skończonej liczbie stopni swobody, istnieje problem znalezienia kompromisu pomiędzy stopniem komplikacji modelu a dokładnością znalezionych rozwiązań.

Analiza modalna eksperymentalna - wymaga ona wykonania eksperymentu, w którym głównym źródłem informacji o badanej strukturze są funkcje odpowiedzi częstotliwościowej tzw. transmitancje lub funkcje przejścia. Transmitancja H_{ij} jest to funkcja zespolona w dziedzinie częstotliwości, wyrażająca stosunek pomiędzy sygnałem wyjściowym Y_i a sygnałem wejściowym X_j . W analizie modalnej układów mechanicznych sygnałem wyjściowym jest najczęściej przyspieszenie (ewentualnie prędkość lub przemieszczenie), zaś sygnałem wejściowym jest siła. Fizycznie transmitancja określa czułość danej struktury na wymuszenie siłą sinusoidalnie zmienną, dla każdej częstotliwości z wybranego pasma. Tak więc maksima modułu transmitancji występują przy częstotliwościach, przy których słabe wymuszenia powodują wysoki poziom drgań (rezonans), zaś minima występują przy częstotliwościach, przy których nawet silne wymuszenia nie wywołują silnych drgań (antyrezonans). W oparciu o wyniki eksperymentu estymuje się parametry modelu modalnego. Podstawą tego procesu są związki pomiędzy przebiegiem transmitancji a parametrami modelu modalnego. Literatura opisuje wiele metod estymacji. Poniżej opisano zastosowaną w pracy metodę aproksymacji przebiegów czasowych zespolonymi funkcjami eksponencjalnymi LSCE (Least Squares Complex Exponential). Jest to jedna z częściej stosowanych w praktyce metoda wielu stopni swobody (służy do estymacji parametrów globalnych modelu modalnego).

Metoda LSCE jest metodą operującą w dziedzinie czasu, podczas gdy w trakcie wykonywania eksperymentu modalnego zazwyczaj pomiary wykonuje się w dziedzinie częstotliwości. Z tego powodu w pierwszym rzędzie wszystkie pomierzone funkcje

odpowiedzi częstotliwościowej należy przekształcić poprzez odwrotną transformację Fouriera w funkcje odpowiedzi impulsowej. Następnie aproksymuje się tak uzyskane przebiegi czasowe funkcjami będącymi sumą n zespolonych funkcji eksponencjalnych (n oznacza kolejne liczby naturalne, jest to zarazem rząd, tzn. liczba biegunów, a więc stopni swobody kolejnych modeli modalnych). Dla każdej kolejnej aproksymacji liczy się sumę kwadratów różnic między przebiegiem rzeczywistym a aproksymującym. Celem tych działań jest znalezienie najmniejszej liczby n , dla której utworzony model modalny zadowalająco aproksymuje dane eksperymentalne. Przekroczenie tej liczby czyni model nieznacznie bardziej dokładnym (suma kwadratów błędów nadal maleje), lecz wprowadza do modelu stopnie swobody (a więc częstotliwości własne, tzw. „obliczeniowe”) nie niosące dodatkowej informacji o obiekcie, lecz będące jedynie „szumem obliczeniowym”. Przyczyną ich istnienia są błędy związane z dokładnością toru pomiarowego oraz fakt, że rzeczywiste obiekty nie spełniają idealnie warunków stosowalności analizy modalnej [1,2].

Najszerszym zastosowaniem eksperymentalnej analizy modalnej jest badanie dynamiki struktur użytkowych, ponieważ umożliwia ona budowę prostego modelu numerycznego opisującego dynamikę złożonej struktury. Zastosowanie danych eksperymentalnych zapewnia dużą wiarygodność uzyskanych rezultatów.

2. ANALIZA MODALNA ŁOPATKI WENTYLATORA

Przedmiotem analizy była łopátka dużego wentylatora osiowego wykonana w technologii giętej i spawanej blachy stalowej. W związku z wysokim poziomem drgań maszyna okresowo ulegała poważnym awariom polegającym na pękaniu łopatek. Modyfikacja konstrukcji przeprowadzona przez użytkownika, polegająca na dodatkowym usztywnieniu konstrukcji łopátki, nie przyniosła oczekiwanych efektów. Podjęto próbę rozwiązania problemu za pomocą eksperymentalnej analizy modalnej.

Łopátkę wentylatora zamocowano na stanowisku badawczym w sposób imitujący warunki zamocowania jej na wirniku maszyny.

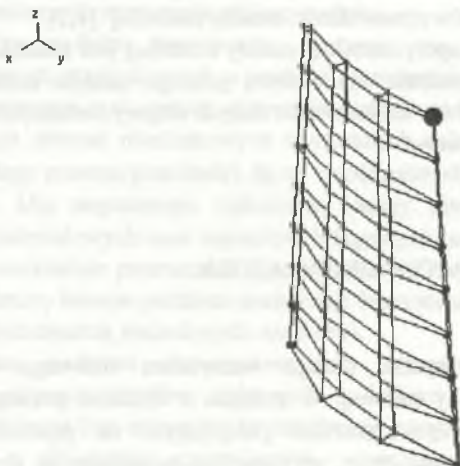
Na powierzchni łopátki naniesiono siatkę 72 punktów pomiarowych. Model ten przedstawiony jest graficznie na rysunku 1. W każdym z punktów przeprowadzono pomiar odpowiedzi (przyspieszenie drgań) w kierunku normalnym do krzywizny łopátki. W badaniach zastosowano wymuszenie w jednym punkcie za pomocą wzbudnika elektromagnetycznego. Pomiar siły wymuszającej był prowadzony równocześnie z pomiarem odpowiedzi w każdym z punktów. Do pomiarów oraz analizy zastosowano system pomiarowy składający się z analizatora Brüel Kjaer 2034 wraz z wyposażeniem, interfejsu typu GPIB oraz komputera klasy PC.

Akwizycję danych i analizę przeprowadzono wykorzystując pakiet oprogramowania CADA-PC belgijskiej firmy LMS [3].

W badaniach zastosowano wymuszenie losowe tzw. „biały szum” w paśmie analizy $0 \div 800$ Hz. Mierzone przebiegi transmitancji 100-krotnie uśredniano. Następnie przeprowadzono estymację parametrów modelu modalnego, opisaną wcześniej metodą LSCE, wykorzystując moduł mDOF Monitor pakietu LMS CADA-PC.

Na tym etapie analiza modalna stanowi interpretację wyników pomiaru, tzn. wyznacza się odwzorowane w wynikach eksperymentu drgania własne obiektu.

Do analizy wybrano pasmo $12 \div 523$ Hz odrzucając resztę danych eksperymentalnych. Uzasadnienie takiego postępowania jest następujące: analiza wymaga użycia 2^n próbek pomiarowych (tu: 512), poza tym zazwyczaj jakość odwzorowania własności obiektu w górnym zakresie pasma pomiarowego jest najgorsza.



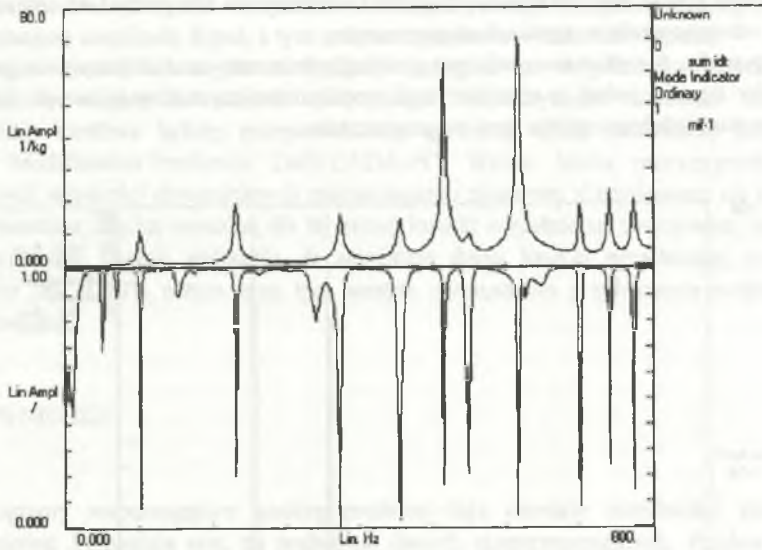
Rys. 1. Model geometryczny

Fig. 1. Geometric model

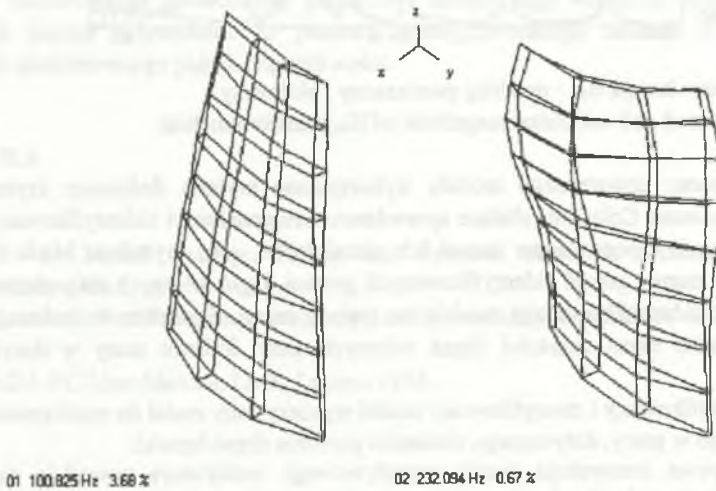
Wykorzystując przedstawione na rysunku 2 wskaźniki SUM (unormowana suma amplitud wszystkich pomierzonych transmitancji) oraz MIF (Mode Indicator Factor - opisujący stosunek energii drgań będącej w fazie z siłą wymuszającą do całkowitej energii drgań) zdecydowano przyjąć do dalszej analizy model modalny o 5 stopniach swobody. Dla takiego modelu wyznaczono postacie drgań własnych.

Zanim jednak uzyskany model wykorzystany został w dalszej analizie, dokonano jego weryfikacji. Skorzystano tu z możliwości oferowanych przez moduły LMS CADA-PC [3].

Na rysunku 3 przedstawiono deformację struktury łopatki związaną z pierwszymi dwiema częstotliwościami drgań własnych. Są one najważniejsze, ponieważ odpowiadają największym wartościom odkształceń. Regularność przedstawionych postaci drgań własnych świadczy o dobrej jakości zebranych danych pomiarowych.



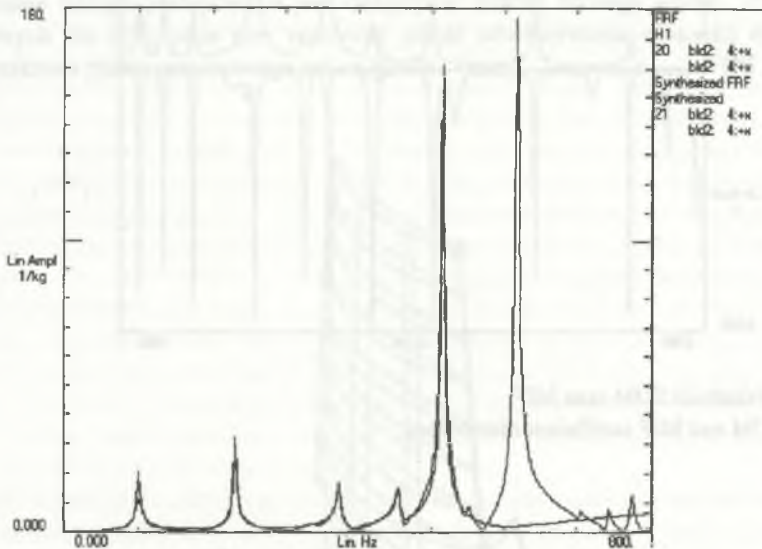
Rys. 2. Wskaźniki SUM oraz MIF
 Fig. 2. SUM and MIF coefficient distribution



Rys. 3. Postacie drgań własnych
 Fig. 3. Modes of free vibrations

Można zauważyć, że punkt przyłożenia wymuszenia (na rys. 1 oznaczony markerem) znajduje się w strefie maksymalnych odkształceń struktury dla obu postaci, co zapewniło ich właściwe odwzorowanie w wynikach eksperymentu.

Na rysunku 4 porównano graficznie przebieg pomierzony oraz obliczony na podstawie parametrów modelu jednej z charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych. Jak widać, utworzony model dobrze opisuje dane eksperymentalne.



Rys. 4. Transmitancja H_{44} - przebieg pomierzony i obliczony

Fig. 4. Measured and calculated magnitude of H_{44} transfer function

Dla oceny utworzonego modelu wykorzystano kryteria ilościowe: kryterium MAC (Modal Assurance Criterion) służące sprawdzeniu ortogonalności zidentyfikowanych postaci drgań własnych - pozwalające ocenić ich niezależność, oraz kryterium Mode Complexity pozwalające ocenić jakość zidentyfikowanych postaci drgań własnych na podstawie badania wrażliwości zidentyfikowanego modelu na zmianę masy. Kryterium to wskazuje kierunek zmian wartości danej częstości drgań własnych, przy dodaniu masy w danym punkcie modelu.

Zidentyfikowany i zweryfikowany model wykorzystany został do rozwiązania problemu postawionego w pracy, dotyczącego obniżenia poziomu drgań łopatek.

Nietypowa konstrukcja kanału przepływowego wentylatora powoduje, że w czasie jednego obrotu wirnika każda z jego łopatek poddawana jest zmianom obciążenia aerodynamicznego związanym z częściowym przesłonięciem kanału przepływowego przez obudowę przekładni pasowej. Utworzony model modalny pozwolił wykazać dużą czułość łopatek na te zmiany. Można powiedzieć, że z częstotliwością obrotów 16,3 Hz zachodzi

wymuszenie impulsowe wzbudzające pierwszą postać drgań własnych. Symulacje wykazały, że zmiana konstrukcji kanału wentylatora obniżająca pulsacje obciążenia znacząco (nawet o 75%) zmniejszy amplitudę drgań, a tym samym naprężenia w materiale łopatek.

Druga z proponowanych modyfikacji polegała na wypełnieniu łopatki pianką poliuretanową mającą za zadanie podwyższyć współczynniki tłumienia konstrukcji. Teoretycznie możliwe byłoby przeprowadzenie symulacji takiej modyfikacji przy użyciu modułu Modification Prediction LMS CADA-PC. Wobec braku precyzyjnych danych dotyczących własności dynamicznych zastosowanego tworzywa zdecydowano się powtórzyć eksperymentalną analizę modalną dla tej samej łopatki wypełnionej tworzywem tłumiącym. Porównanie obu modeli wykazało, że amplituda drgań łopatki wypełnionej tworzywem tłumiącym jest o 50% niższa przy tym samym wymuszeniu przyłożonym w tym samym węźle modelu.

3. WNIOSKI

Programy wspomagające analizę modalną dają szerokie możliwości pomiarowo-obliczeniowe. Pozwalają one, na podstawie danych eksperymentalnych, zbudować model numeryczny opisujący własności dynamiczne rzeczywistej struktury. Pozwalają także na programową modyfikację modelu oraz sprawdzenie, jak proponowana zmiana wpływa na jego dynamikę. Obniża to znacząco koszty modernizacji konstrukcji i skraca czas potrzebny do jej przeprowadzenia. Należy jednak mieć świadomość, że poważne modyfikacje konstrukcji obiektu mogą spowodować jakościowe zmiany jego własności dynamicznych, których nie można przewidzieć za pomocą zidentyfikowanego modelu z uwagi na ograniczenie analizowanego pasma częstotliwości.

LITERATURA

1. Ewins D. J.: Modal Testing: Theory and Practice. Research Studies Press Ltd, Hertfordshire, 1986.
2. Uhl T., Lisowski W.: Praktyczne problemy analizy modalnej konstrukcji. AGO, Kraków 1996.
3. LMS CADA-PC User Manual, LMS, Leuven 1994.

Recenzent: Dr hab. inż. Tadeusz Skubis

Abstract

A modal analysis is a very useful tool for mechanical construction dynamic investigations. However, it can be used for linear structures only. Parameters of the system under consideration have to be constant in time, and damping occurring in system has to be small or proportional. Analytical modal models are based on calculated mass and stiffness distributions of a specific set of the boundary conditions. These calculations are usually made by the Finite Element Method. Experimental modal models can be constructed on the basis of measured modal data, which represent the system under the measured conditions. The modal model of the structure once developed lets one predict the behaviour of the construction under different loading conditions and the dynamic characteristics of the structure after simple modifications of the construction.

This paper describes an example of application of the experimental modal analysis for modification of dynamic properties of an axial fan. The authors try to show the tools provided by LMS CADA-PC software. The purpose of this task was to reduce a high level of blade vibrations during machine operation. The modal model makes it possible to show sensitivity of the blade construction to different loads and to verify the construction modifications before they are introduced in real machine.