

SEPARACJA SKŁADOWYCH WIDMOWYCH W ZADANIU IDENTYFIKACJI MODELU NIELINIOWEGO

Jacek DZIURDŹ

Instytut Podstaw Budowy Maszyn
Politechnika Warszawska
Warszawa, ul.Narbutta 84, tel. +48 22 660 82 76
e-mail: jdz@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

W zastosowaniach technicznych zużycie maszyny często objawia się wzrostem nieliniowości obserwowanych drgań mechanicznych (hałasu). Ponieważ efekty te przejawiają się występowaniem w widmie ciągów poliharmonicznych o stosunkowo niskich amplitudach łatwo jest o pomyłki w interpretacji obrazów widmowych. Opracowanie przedstawia propozycję metody zwiększenia rozdzielczości analizy widmowej przy użyciu funkcji koherencji.

Słowa kluczowe: analiza sygnałów, funkcja koherencji, separacja sygnałów

SEPARATION OF SPECTRA COMPONENTS IN IDENTIFICATION TASK OF NONLINEAR MODEL

Summary

In many technical application during wear process of machine some nonlinear effects of vibrations (and noise) increase. Because this effects are usually long poliharmonic series, it is generally difficult to separate different symptoms. The paper includes a proposal of algorithm (using the coherence function) increasing resolution of spectrum analysis to the value smaller than it is possible to achieve using Fourier transform, when the sample of satisfying duration is not possible to get.

Keywords: signal analysis, coherence function, signal separation

1. WSTĘP

Przy identyfikacji modeli nieliniowych istotne jest dokładne określenie częstotliwości występowania poszczególnych harmonicznych sygnału. Może wystąpić sytuacja, gdy ciągi kolejnych harmonicznych będą zawierały składowe mieszczące się w jednym „prażku” widmowym. Istotne jest zatem poszukiwanie właściwych metod separacyjnych.

2. PRZYKŁADOWA ANALIZA

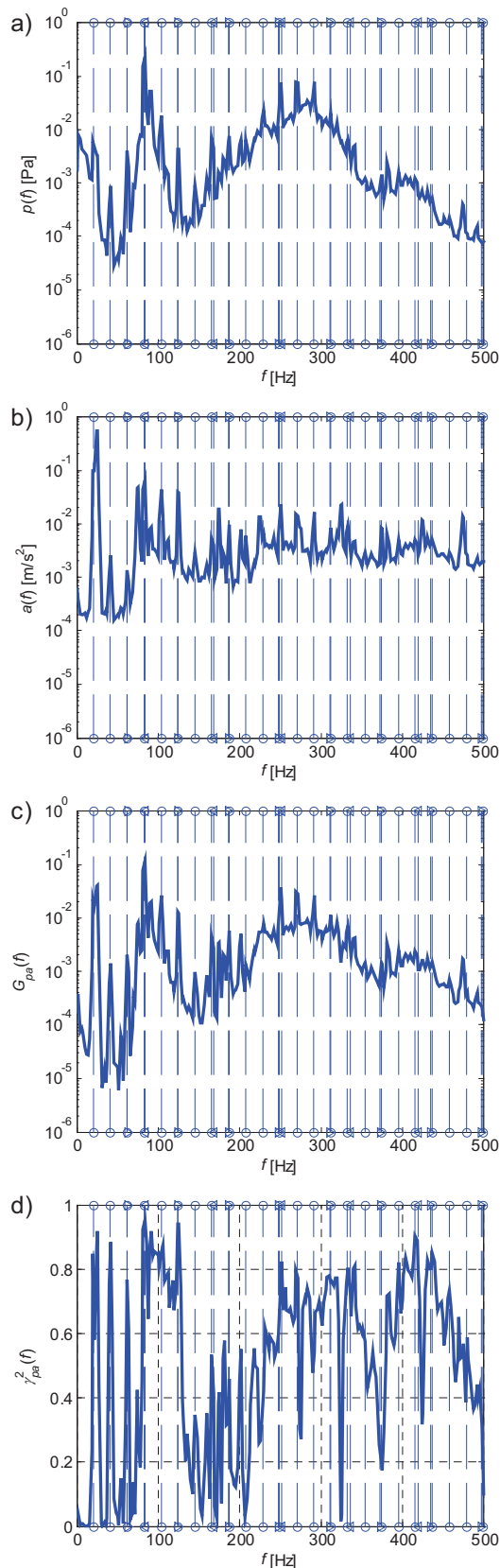
W pracy wykorzystano zmodyfikowany algorytm zwiększania rozdzielczości analizy widmowej oraz separacji składowych harmonicznych o zbliżony częstotliwościach (różnica mniejsza niż rozdzielczość uzyskania za pomocą transformaty Fouriera [9]), nawet dla składowych harmonicznych widma silnie zakłóconych szumem losowym [5]. Działanie tego algorytmu opiera się na wykorzystaniu specyficznych własności funkcji koherencji [1].

Problemem, w którym można zastosować przedstawiony algorytm są badania układów napędowych maszyn i pojazdów. Jako przykład zastosowania zaproponowanej metody przedstawiono wyniki analizy pomiarów hałasu oraz drgań podpory z łożyskiem tocznym.

Autor wykorzystał przedstawiony w pracach [7,8] model pozwalający na generowanie sygnałów, których widma zawierają podstawową informację dotyczącą uszkodzenia elementów łożyska tocznego. Pojawiają się składowe częstotliwości takie same jak w widmie sygnału zarejestrowanego dla rzeczywistego łożyska [4,5].

Weryfikacja przyjętego modelu z badaniami łożysk zamontowanych w rzeczywistej maszynie jest dużo trudniejsza. Poziom sygnału pochodzącego z łożyska jest stosunkowo słaby w porównaniu z innymi źródłami drgań.

Weryfikację modelu przeprowadzono dokonując badań na stanowisku znajdującym się w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. Stanowisko zbudowane jest z dwóch podpór łożyskowych i wału z niewyrównoważoną masą powodującą obciążenie łożysk wirującą siłą odśrodkową. Podpora pierwsza, od strony silnika napędowego, zawiera łożysko ślizgowe zaś druga badane łożysko toczne.



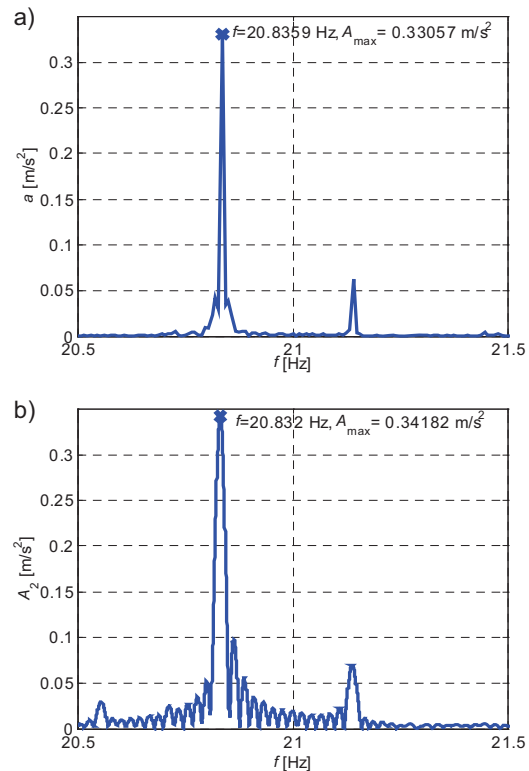
Rys. 1. Charakterystyki w dziedzinie częstotliwości zarejestrowanych sygnałów.

Znaczniki harmoniczných: \blacksquare - prędkości obrotowej, \blacktriangle - uszkodzenia bieżni wewnętrznej, \blacklozenge - uszkodzenia bieżni zewnętrznej.

Na rysunku 1 przedstawiono widma hałasu $p(f)$ i przyspieszeń drgań $a(f)$ zarejestrowanych na stanowisku badawczym, oraz widmo wzajemne $G_{pa}(f)$ i funkcję koherencji $\gamma_{pa}^2(f)$ tych sygnałów z zaznaczonymi składowymi harmonicznymi związanymi z częstotliwością obrotową i częstotliwościami związanymi z uszkodzeniami bieżni wewnętrznej i bieżni zewnętrznej łożyska tocznego.

Przedstawione charakterystyki sygnałów w dziedzinie częstotliwości wykazują jak „bogate” w harmoniczne może być widmo stosunkowo prostego elementu układu mechanicznego.

W pierwszym kroku analizy ustalimy dokładną wartość częstotliwości obrotowej. Na rysunku 2 przedstawione zostały wycinki widma chwilowego drgań uzyskanego z wykorzystaniem transformaty Fouriera oraz proponowanego algorytmu dla podstawowej harmonicznej częstotliwości obrotowej.

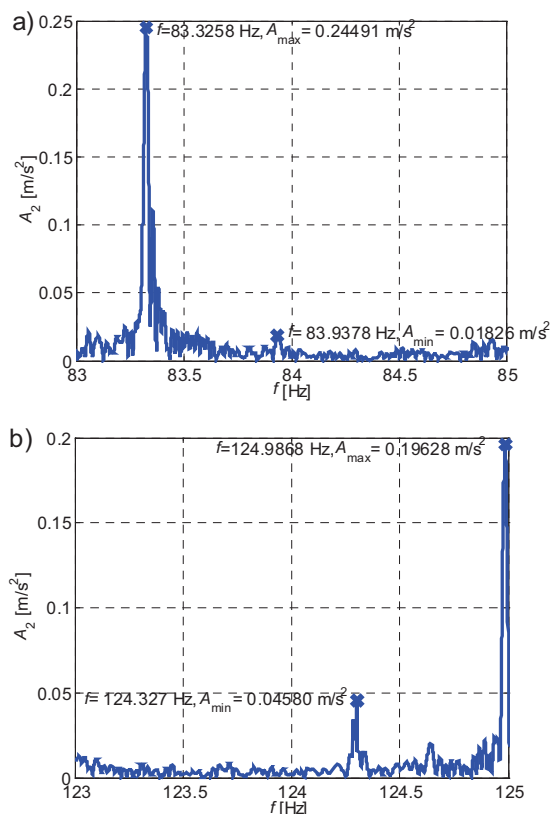


Rys. 2. Wyznaczenie podstawowej harmonicznej częstotliwości obrotowej: a) za pomocą transformaty Fouriera, b) z wykorzystaniem proponowanego algorytmu.

Wyniki przedstawione na rysunku 2 nie wykazują znacznych różnic pomiędzy obiema metodami. Dokładność widma chwilowego zależy od rozdzielczości częstotliwościowej analizy, która jest odwrotnie proporcjonalna do czasu zarejestrowanego sygnału. W przedstawionym przykładzie wynosił on $T=128$ s ($\Delta f=7,82$ mHz). W proponowanym algorytmie wymagany czas rejestracji zależy od rozdzielczości widma uśrednionego, liczby uśrednień oraz zastosowanej zakładki. W przedstawionym przykładzie dla rozdzielczość $\Delta f=2$ Hz, liczby

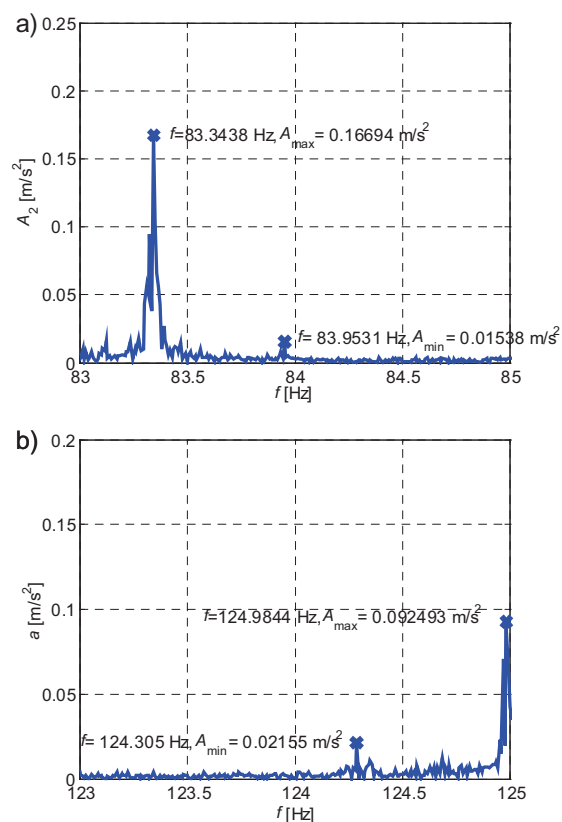
uśrednień $i_u=100$ i zakładki $z=10\%$ wymagany czas zarejestrowanego sygnału wynosił $T=90$ s. Można go oczywiście skrócić zmniejszając liczbę uśrednień (duża liczba uśrednień jest wymagana przy dokładnym odwzorowaniu amplitudy składowej harmonicznej) lub (i) zwiększając zakładkę (zmiana selektywności metody [5]). Dokładność zastosowanej metody zależy tylko pośrednio od rozdzielczości analizy i od zastosowanego kroku zmiany częstotliwości wzorcowej [5] (wpływa niestety na czas trwania obliczeń). W przykładzie dokładność δf wyniosła 0,2 mHz, a więc jest znacznie większa od dokładności klasycznej transformaty Fouriera.

Dużo większym problemem jest potrzeba wykonania analizy dla przypadków gdy niektóre składowe harmoniczne widma znajdują się w tym samym „prążku” widma Fourierowskiego (a nie mamy możliwości zwiększenia rozdzielczości analizy). Na rysunku 3 przedstawiono „separację” czwartej harmonicznej prędkości obrotowej pierwszej harmonicznej uszkodzenia bieżni wewnętrznej łożyska znajdujących się w „prążku” widma o częstotliwości $f_s=84$ Hz ($\Delta f=2$ Hz) (patrz rysunek 1) oraz szóstej harmonicznej prędkości obrotowej i drugiej harmonicznej uszkodzenia bieżni zewnętrznej łożyska znajdujących się w „prążku” widma o częstotliwości $f_s=124$ Hz.



Rys. 3. „Separacja” harmonicznych: a) częstotliwości obrotowej i częstotliwości uszkodzenia bieżni wewnętrznej, b) częstotliwości obrotowej i częstotliwości uszkodzenia bieżni zewnętrznej.

Dla weryfikacji działania algorytmu przeprowadzono obliczenie chwilowego widma Fouriera ($\Delta f=7,82$ mHz). Wyniki przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. widmo chwilowe blisko położonych harmonicznych: a) częstotliwości obrotowej i częstotliwości uszkodzenia bieżni wewnętrznej, b) częstotliwości obrotowej i częstotliwości uszkodzenia bieżni zewnętrznej.

WNIOSKI

Wyniki przeprowadzonych badań wskazują na skuteczność stosowania metod koherencyjnych w poszukiwaniu informacji diagnostycznej zawartej w rejestrowanych sygnałach, a w szczególności w zastosowaniach związanych z identyfikacją modeli dynamicznych. Jest to szczególnie istotne podczas badań przeprowadzanych na maszynach pracujących w warunkach rzeczywistych.

W wyniku przeprowadzonych prac można zaproponować następującą metodę wspomaganą identyfikacją modeli:

- rejestracja sygnałów wibroakustycznych z czujników rozmieszczonych w pobliżu badanych elementów lub zespołów maszyn za pomocą standardowego zestawu pomiarowego,
- zlokalizowanie, na podstawie stworzonego modelu, pasm częstotliwości występowania identyfikowanych składowych harmonicznych sygnału,

- określenie „dokładnych” wartości częstotliwości i amplitud składowych sygnału z wykorzystaniem metod koherencyjnych (z dokładnością wynikającą z możliwości zaproponowanej metody),
- wprowadzenie uzyskanych wartości do modelu i jego weryfikacja.

Podczas prowadzonych badań nasunęły się następujące spostrzeżenia:

- można zwiększyć dokładność odwzorowania sygnału modelowego przez wprowadzenie do obliczeń wartości prędkości obrotowej zarejestrowanej oddzielnym czujnikiem (podczas prowadzonych prac, częstotliwość obrotowa była ustalana zgrubnie na podstawie identyfikacji w widmach częstotliwościowych zarejestrowanych sygnałów),
- duży wpływ na poziom zakłóceń w rejestrowanych sygnałach ma położenie czujników pomiarowych, które podczas przeprowadzonych badań umieszczone były w dostępnych z zewnątrz miejscach na obudowie badanego elementu.

W stosunku do dotychczas stosowanych metod zastosowanie nowatorskiego algorytmu, opartego na własnościach funkcji koherencji, zwielokrotniło dokładność analizy widmowej i pozwoliło na separację składowych harmonicznych o zbliżonych wartościach częstotliwości. Tym samym proponowana procedura umożliwiła uniknięcie kłopotów związanych z „nakładaniem” się tych składowych w widmie fourierowskim na siebie i niejednoznaczności interpretacji.

LITERATURA

- [1] Bendat J.S., Piersol A.G., *Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis*, John Wiley & Sons Inc., 1980.
- [2] Bendat J.S., *Nonlinear Systems Techniques and Applications*, John Wiley & Sons Inc., New York 1998.
- [3] Dąbrowski Z., Dziurdź J., O wykrywaniu uszkodzeń doraźnych łożysk tocznych, *Kongres Diagnostyki Technicznej KDT '96*, Tom II, Gdańsk, 1996, s. 193-198.
- [4] Dziurdź J., Wybrane aspekty diagnostyki łożysk tocznych, *XXII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn*, Węgierska Górka, 1995, s. 20-23.
- [5] Dziurdź J., Minimalizacja hałasu i drgań na stanowisku operatora maszyny roboczej (propozycja metody), *Rozprawa doktorska*, Politechnika Warszawska, 2000.
- [6] Kahrman A., Singh R., Non-linear dynamics of a gear rotor bearing system with multiple clearances, *Journal of Sound and Vibration* (1991) 144(3), s. 469-506.
- [7] Mc Faden P.D., Smith J.D., Model for the Vibration Produced by a Single Point Defect in Rolling Element Bearing, *Journal of Sound and Vibration*, 96(1), s. 69-82.
- [8] Mc Faden P.D., Smith J.D., The Vibration Produced by Multiple Point Defects in a Rolling Element Bearing, *Journal of Sound and Vibration*, 98(2), s. 263-273.
- [9] Randall R.B., *Frequency Analysis*, Brüel&Kjaer, 1987.



Dr inż. Jacek DZIURDŹ – absolwent Wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej. Adiunkt w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. Zajmuje się problematyką związaną z diagnostyką maszyn, wibroakustyką maszyn oraz analizą sygnałów. Autor ponad 30 publikacji z zakresu diagnostyki wibroakustycznej i cyfrowej analizy sygnałów. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.