

Piotr Andrzej BĄK¹
Krzysztof JEMIELNIAK¹

AUTOMATYCZNA ANALIZA MODALNA WRZECIONA FREZARKI

Ważnym wskaźnikiem stanu frezarki, a zwłaszcza skłonności do drgań samowzbudnych jest podatność dynamiczna jej wrzeciona. Może ona zostać określona poprzez eksperymentalną analizę modalną. Artykuł prezentuje metodykę, algorytmy oraz oprogramowanie umożliwiające przeprowadzenie automatycznej analizy modalnej o jednym wejściu i jednym wyjściu przez operatora nieposiadającego wiedzy na temat tej analizy. Artykuł prezentuje przykłady wykorzystania oprogramowania w warunkach przemysłowych.

1. WPROWADZENIE

Obróbka skrawaniem w przemyśle lotniczym wymaga okresowego monitorowania stanu obrabiarek. Istotnym wskaźnikiem tego stanu jest podatność dynamiczna określająca skłonność do drgań samowzbudnych, którą można określić przy pomocy eksperymentalnej analizy modalnej. Badania wykonywane są poprzez dokonanie wzbudzenia obiektu młotkiem modalnym z wbudowanym siłomierzem i pomiar drgań akcelerometrem. Dzięki analizie modalnej możliwe jest poznanie funkcji przejścia badanego wrzeciona, a zwłaszcza minimalnej wartości części rzeczywistej tej funkcji, która jest miarą podatności dynamicznej obrabiarki [1-4]. Przebieg funkcji odpowiedzi częstotliwościowej jest niezbędnym elementem analizy stabilności obróbki.

W analizie modalnej metoda pomiaru zależy od liczby miejsc wymuszeń oraz odpowiedzi układu [5]. Najprostszym, aczkolwiek decydującym dla określenia podatności dynamicznej obrabiarki przypadkiem, jest pomiar drgań w miejscu przyłożenia siły skrawania, które to drgania są odpowiedzią na impuls zadany w tym samym miejscu - na frezie lub specjalnym trzpieniu pomiarowym umieszczonym we wrzecionie [1]. Rozpatruje się wtedy jedno wejście i jedno wyjście (SISO – single input, single output). Taka właśnie analiza modalna jest przedmiotem tego artykułu.

Ręczne wyznaczenie parametrów modalnych jest czasochłonne, trudne, a także wymaga wiedzy i doświadczenia. Konieczne jest wskazanie postaci drgań poprzez rozpoznanie charakterystycznych przebiegów na części rzeczywistej i urojonej

¹ Zakład Automatykacji, Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem, Wydział Inżynierii Produkcji Politechniki Warszawskiej

częstotliwościowej funkcji przejścia (FRF- frequency response function) [6-8]. Nawet wykorzystanie profesjonalnego, handlowego oprogramowania jak CutPro jest ograniczone do specjalnie wyszkolonego personelu. Celem tej pracy jest automatyzacja opisanych wyżej czynności i obiektywizacja uzyskiwanych wyników. Istotne jest przy tym założenie, że nie wprowadza się nowych metod analizy modalnej, a jedynie automatyzuje czynności wykonywane ręcznie, co umożliwi wprowadzenie badań podatności dynamicznej jako kontroli rutynowej.

2. PODSTAWY JEDNOWYMIAROWEJ ANALIZY MODALNEJ

Analiza modalna umożliwia obliczenie parametrów modalnych (częstotliwość, tłumienie, sztywność oraz masa modalna) drgającego układu. Zaletą wymuszenia impulsowego jest to, że rozkład energii uderzenia widoczny jest w widmie ciągłym do częstotliwości będącej w przybliżeniu odwrotnością czasu trwania impulsu [9]. Stąd końcówki w młotku modalnym są w testach impulsowych wymienne dla wzbudzenia różnych zakresów częstotliwości. [8].

Funkcja odpowiedzi częstotliwościowej $H(f)$ układu o jednym stopniu swobody równa się odwrotności sztywności dynamicznej układu w domenie częstotliwości [10-11]:

$$H(f) = \frac{1}{-m(2\pi f)^2 + jc(2\pi f) + k} \quad (1)$$

gdzie : m – masa [kg], c – współczynnik tłumienia [Ns/m], k – sztywność [N/s].

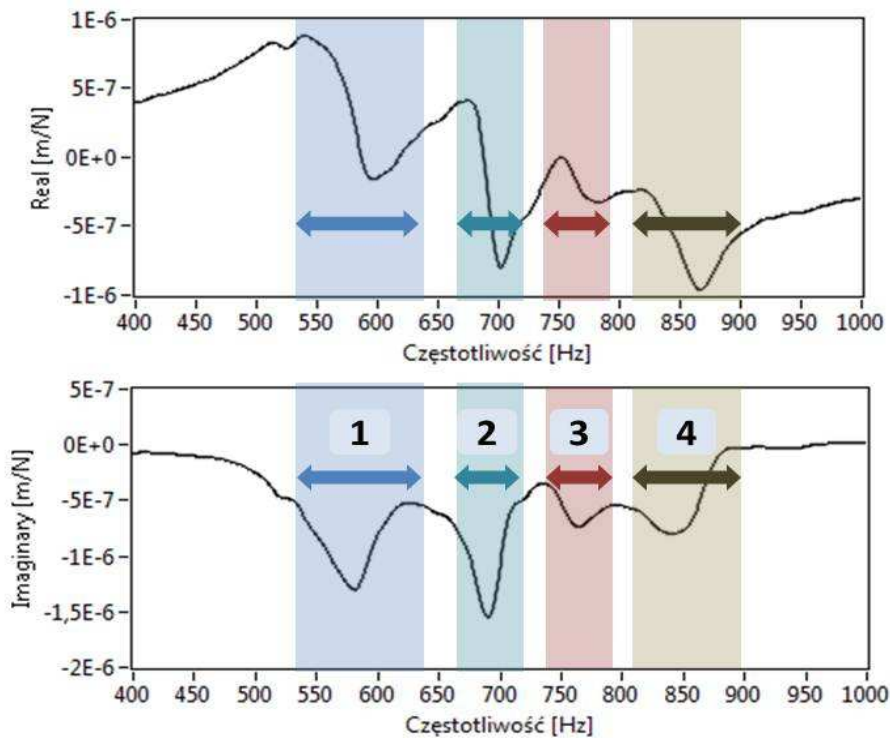
Wrzeciono frezarki nie może zostać zamodelowane, jako układ o jednym stopniu swobody, jednakże zakładając, iż układ jest liniowy i niezmienny w czasie można wykonać superpozycję wszystkich postaci drgań w jeden model. Wskazanie postaci drgań bazuje na określeniu zakresu częstotliwości każdej postaci drgań z osobna, zarówno w części rzeczywistej jak i urojonej FRF (rys. 1). Równoczesna obserwacja dwóch wykresów zwiększa dokładność określenia zakresu. W przypadku zakłóconych przebiegów $\text{Re}(H)$ i $\text{Im}(H)$ oraz postaci drgań położonych blisko siebie poprawne oznaczenie zakresów częstotliwości staje się trudne nawet dla doświadczonych operatorów.

Po określeniu zakresów częstotliwości odpowiadających każdej z postaci drgań, możliwe jest określenie parametrów modalnych, które są obliczane na podstawie charakterystycznego przebiegu części rzeczywistej i urojonej FRF (rys. 2).

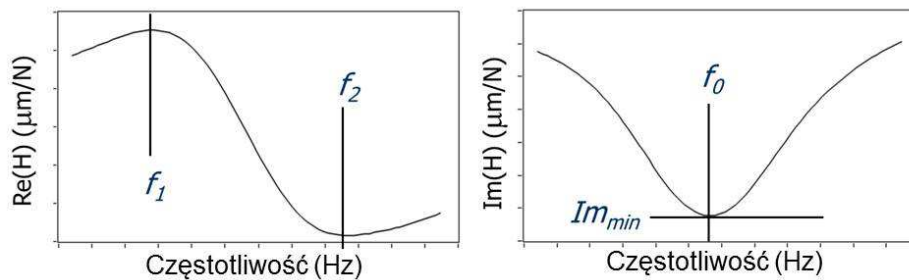
Częstotliwość modalna f_0 jest najłatwiejszym parametrem modalnym do określenia. Jest on wyznaczany, wprost jako częstotliwość lokalnego minimum $\text{Im}(H)$. Współczynnik tłumienia jest określony, jako:

$$d = \frac{2\pi f_1 - 2\pi f_2}{2 * 2\pi f_0} \quad (2)$$

gdzie f_1 oraz f_2 są odpowiednio najbliższym maksimum poprzedzającym f_0 oraz najbliższym minimum następującym po f_0 (rys. 2).



Rys. 1. Zakresy częstotliwości odpowiadające poszczególnym postaciom drgań
 Fig. 1. Frequency ranges for selected modes



Rys. 2. Charakterystyczne cechy części rzeczywistej i urojonej częstotliwościowej funkcji przejścia wykorzystywane do wyznaczania parametrów modalnych

Fig. 2. Characteristic features of real and imaginary part of the frequency response function used for modal parameters computation

Współczynnik sztywności jest określony z wartości minimum $\text{Im}(H)$.

$$k = \frac{-1}{2d \text{Im}_{min}} \quad (3)$$

Masa modalna jest równa:

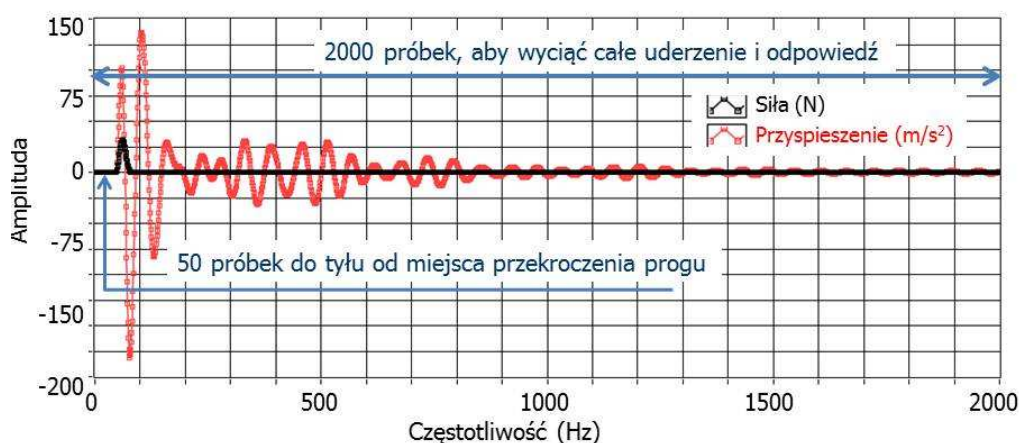
$$m = \frac{k}{(2\pi f_0)^2} \quad (4)$$

zaś modalne tłumienie jest obliczane, jako:

$$c = 2d\sqrt{km} \quad (5)$$

3. AUTOMATYCZNA DETEKCJA POSTACI DRGAŃ ORAZ PARAMETRY MODALNE

Ważnym i czasochłonnym etapem analizy modalnej jest wybranie krótkich fragmentów zmierzonego sygnału, zawierającego sygnały siły wymuszającej oraz przyspieszenia obiektu. Przeglądanie całego sygnału, ocena każdego uderzenia i odpowiedzi oraz odrzucenia niepoprawnych wymaga dużego nakładu pracy i czasu oraz doświadczenia i uwagi operatora. Automatyczna fragmentacja opiera się na wykryciu początku pojedynczego uderzenia. Jest on rozpoznany na sygnale siły, jako przekroczenie progu będącego pięciokrotnością maksymalnej wartości z pierwszych 200 próbek sygnału. Następnie wyodrębniane zostaje 2000 próbek (rys. 3). Dla zastosowanej częstotliwości próbkowania 40kHz okno pojedynczego uderzenia wynosi 50ms. Jest to czas dłuższy niż najdłuższa zarejestrowana w badaniach autorów odpowiedź układu po uderzeniu końcówką gumową. Dłuższe okno może spowodować nałożenie na siebie następujących po sobie uderzeń, co program rozpoznałby jako uderzenie niepoprawne.



Rys. 3. Wycinanie 2000 próbek z sygnału przyspieszenia dla pojedynczego uderzenia
 Fig. 3. Extraction of 2000 samples of the acceleration signal corresponding to a particular hit

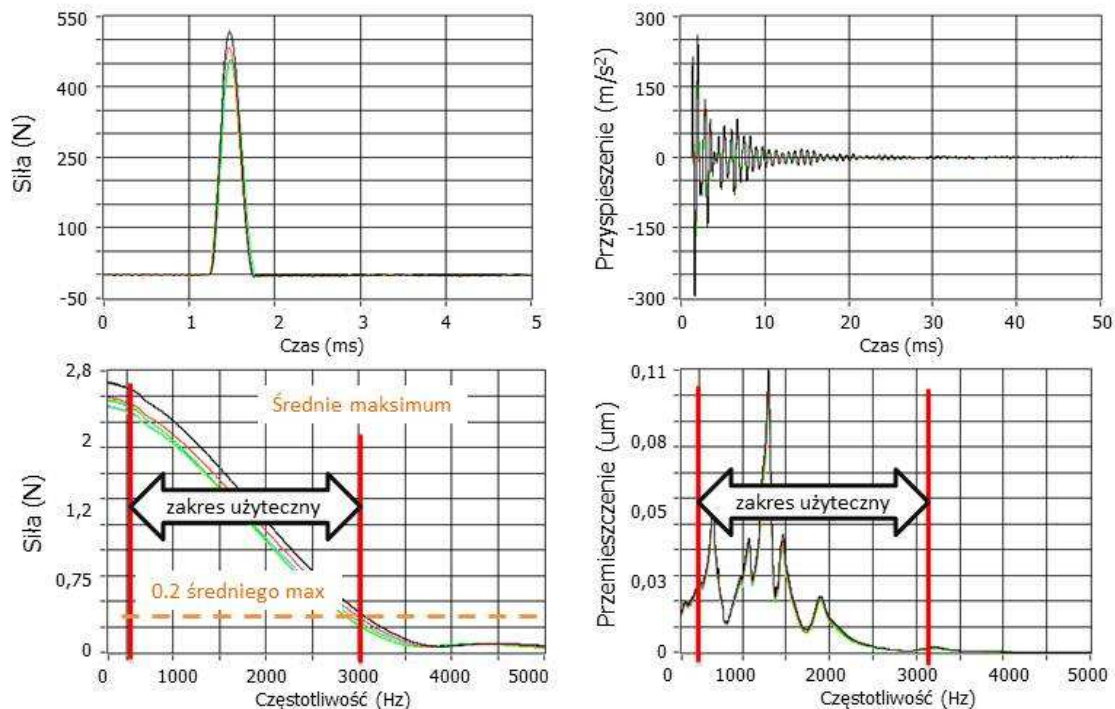
Wszystkie wyodrębnione sygnały siły i przyspieszenia są następnie oceniane pod kątem poprawności, czyli spełnienia poniższych kryteriów:

- maksimum siły uderzenia jest mniejsze niż 10 N
- przesterowanie przetworników siły oraz przyspieszenia
- sygnał obejmuje odpowiedź tylko jednego uderzenia, czyli w sygnale siły występuje tylko jedno maksimum
- maksimum siły jest mniejsze niż połowa najsilniejszego uderzenia.

Automatycznie wybrane poprawne uderzenia są wykorzystywane w dalszej analizie. Rysunek 4 przedstawia przykład przebiegów czasowych oraz ich widm wyodrębnionych z całego sygnału z wykorzystaniem powyższych kryteriów.

Gdy widmo sygnału wymuszenia opada poniżej 20% maksymalnej wartości funkcja odpowiedzi częstotliwościowej (FRF) staje się mniej wiarygodna. Z drugiej strony sygnał

odpowiedzi mierzony jest akcelerometrem, zatem wartości sygnału przemieszczeń (przyspieszenie podzielone przez $\omega^2=(2\pi f)^2$) dla najniższych częstotliwości są bardzo wysokie, co czyni je także niewiarygodnymi w analizie. Z tego powodu wprowadzono ograniczenie zakresu użytecznego od lewej, jako 200Hz (50Hz dla końcówki gumowej). Sposób obliczania zakresu użytecznego pokazuje rysunek 4.



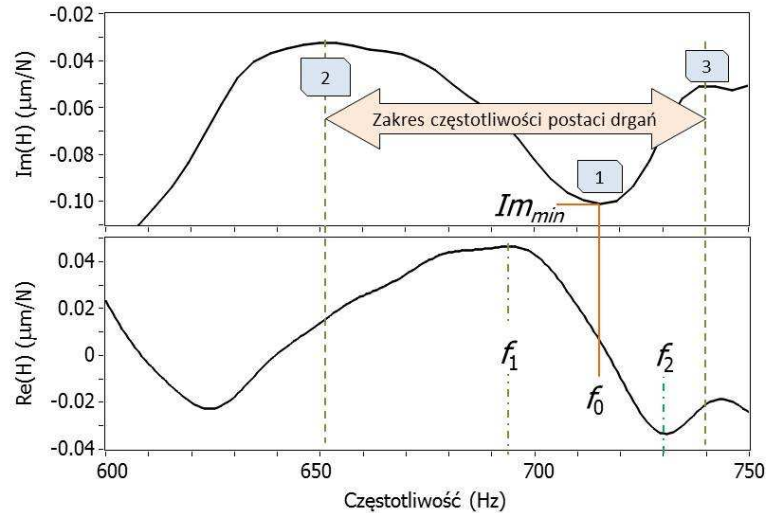
Rys. 4. Wybrane sygnały wymuszenia i odpowiedzi (powyżej) oraz ich widma (poniżej)
 Fig. 4. Extracted signals of hammer excitation and system responses (above) and their spectra (below)

W następnym kroku zespolona funkcja odpowiedzi częstotliwościowej jest obliczona dla każdego wyodrębnionego wymuszenia oraz odpowiedzi, a wyniki są uśredniane w jeden przebieg FRF. Następnie funkcja koherencji jest obliczana i wykorzystywana do oceny zakłóceń, braku korelacji oraz nieliniowości [12]. Wartość funkcji wynosi 1 dla systemu liniowego bez zakłóceń na wejściu i wyjściu. Wartości pomiędzy 0 a 1 wskazują zakłócenia, brak korelacji oraz nieliniowości.

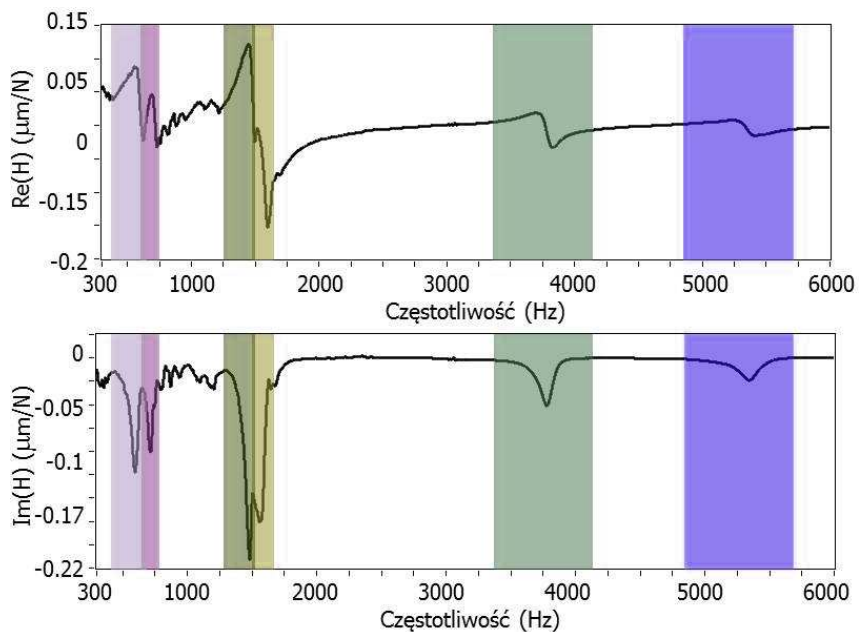
Automatyczne wykrywanie postaci drgań rozpoczyna się od wyszukania lokalnych minimów w przebiegu $\text{Im}(H)$ (punkt 1 na rysunku 5). Każde minimum wskazuje potencjalną częstotliwość rezonansową f_0 , jednakże zazwyczaj jest ich początkowo setki, w większości przypadkowych i nieistotnych zakłóceń funkcji. Poniższa procedura jest wykorzystana do oceny postaci drgań pod kątem jej znaczenia i odrzuca te nieistotne. Najpierw wyszukiwane jest najbliższe maksimum $\text{Im}(H)$ po lewej (punkt 2 na rys. 5) i po prawej (punkt 3 na rys. 5) względem wykrytego minimum. Częstotliwości lokalnych maksimów określają zakres częstotliwości pojedynczej postaci drgań. Za istotne postacie drgań uznaje się te, które spełniają kryteria:

- wartość funkcji koherencji dla częstotliwości f_0 jest większa niż 0,6
- częstotliwość modalna f_0 jest w zakresie użytecznym.

Dla postaci drgań uznanych za istotne rozpoznane jest maksimum i minimum $\text{Re}(H)$ jako częstotliwości f_1 i f_2 (porównaj rys. 2 oraz rys. 5). Zatem dla każdej postaci drgań określone są wartości f_0, f_1, f_2 oraz Im_{min} oraz parametry modalne (wzory 2-5).



Rys. 5. Wykrywanie pojedynczej postaci drgań
Fig. 5. Detection the singular mode

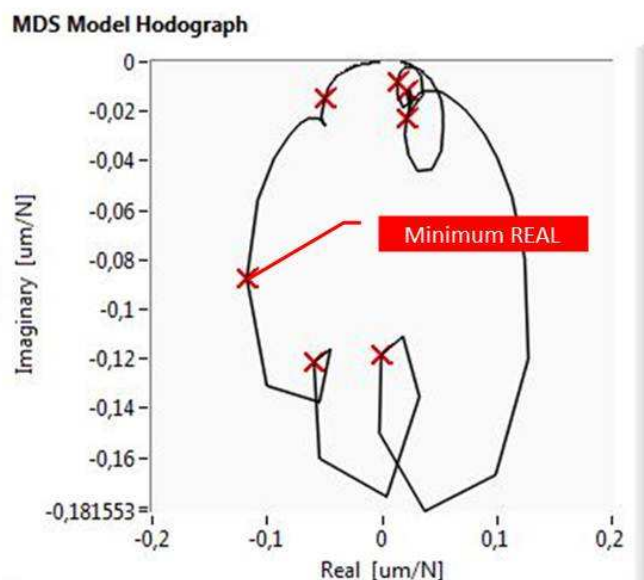


Rys.6. Sześć wykrytych postaci drgań i odpowiadające im zakresy częstotliwości
Fig. 6. Detected six frequency ranges corresponding to six modes

Rysunek 6 przedstawia przykład automatycznie rozpoznanych postaci drgań i odpowiadających im zakresów częstotliwości. Zaprezentowana metoda umożliwia wykrycie nawet blisko położonych względem siebie postaci drgań (rys. 6 przy

częstotliwości około 1,5kHz). Mogłoby to sprawić trudność nawet doświadczonemu użytkownikowi przy ręcznym wyszukiwaniu postaci drgań.

Wykorzystanie wyników analizy modalnej w ocenie stanu obrabiarki oraz w analizie stabilności wymaga znalezienia w przebiegu $\text{Re}(H)$ decydującej minimalnej wartości. Rysunek 7 pokazuje hodograf na płaszczyźnie zespolonej z przebiegami $\text{Re}(H)$ na osi X oraz $\text{Im}(H)$ na osi Y. Oznaczone punkty to minima $\text{Re}(H)$ dla każdej z rozpoznanych postaci drgań.



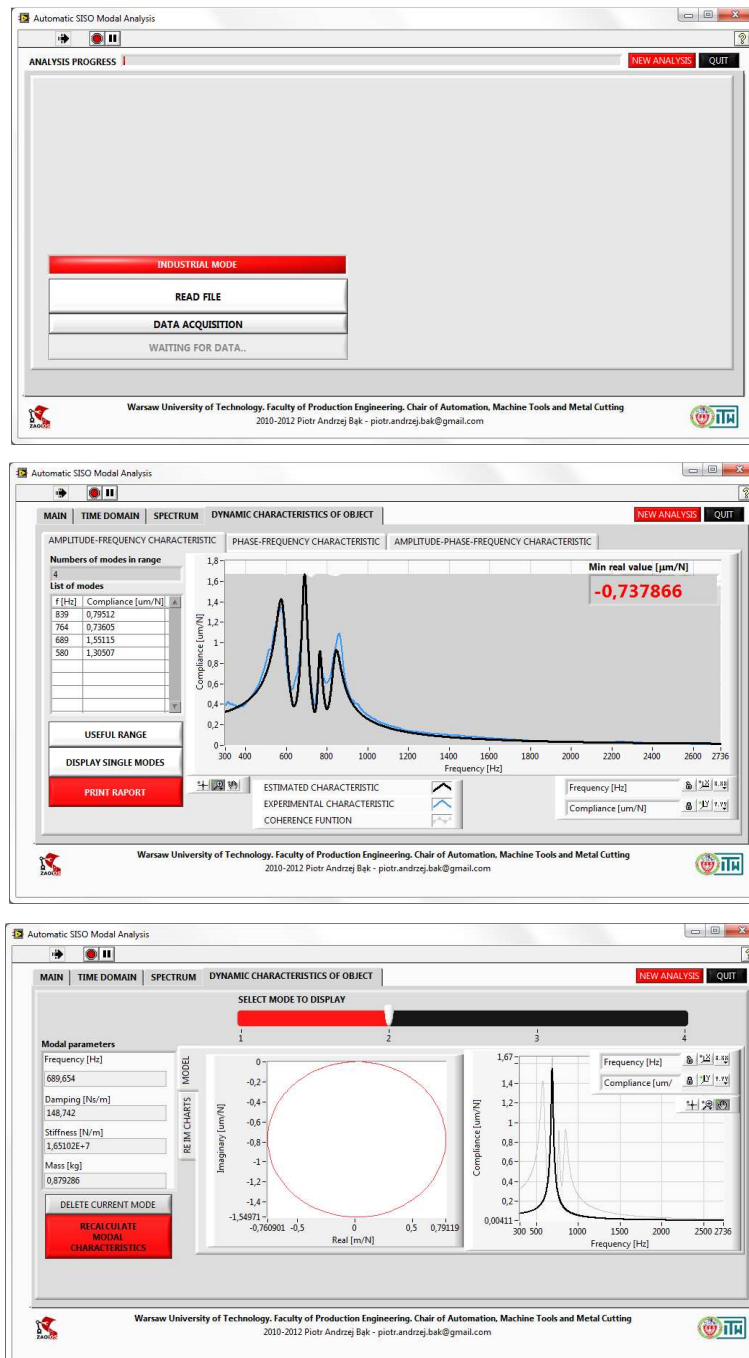
Rys. 7. Hodograf modelu z oznaczonym minimum $\text{Re}(H)$
Fig. 7. Hodograph of model with minimum $\text{Re}(H)$ identified

4. PROGRAM ASISOMA

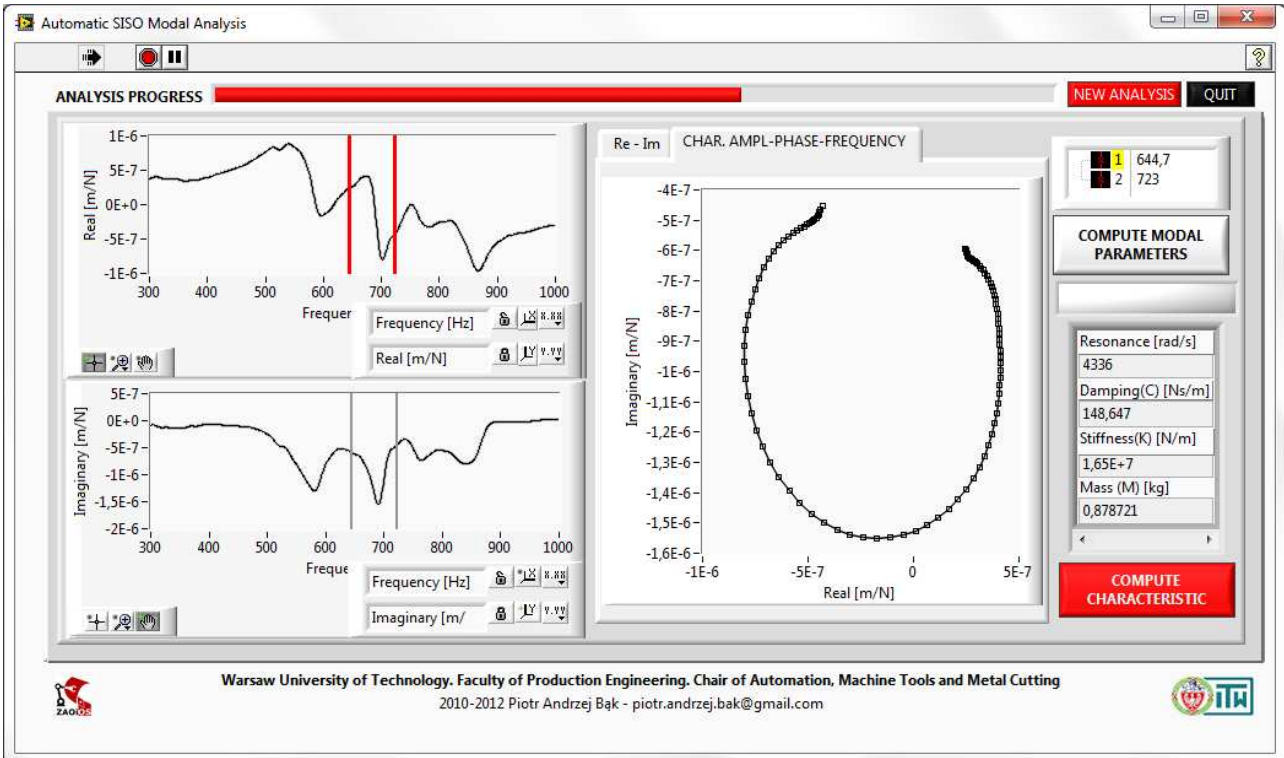
Metodyka i algorytmy opisane w poprzednich rozdziałach zostały wykorzystane w programie ASISOMA napisanym w środowisku LabVIEW. Użytkownik jest prowadzony przez kolejne etapy eksperymentu i analizy do momentu uzyskania wyników. Przykładowe panele czołowe programu ASISOMA pokazuje rysunek 8. Górny jest ekranem początkowym, na którym użytkownik może wybrać tryb pracy (przemysłowy lub naukowy). Tryb naukowy może być wykorzystany w przemyśle, jednakże z założeniem że jego cele są edukacyjne. Następnie rozpoczyna się akwizycja danych do czasu zatrzymania jej przez użytkownika. Po zakończeniu akwizycji (lub wczytaniu danych z pliku) użytkownik może dokonać przeglądu pliku, jednakże nie jest to wymagane. Następnie wykonywana jest analiza, po zakończeniu, której program ukrywa czerwony pasek postępu widoczny w czasie całej analizy i pokazuje charakterystyki modalne. Użytkownik ma możliwość ręcznego przeglądania postaci drgań i eliminacji tych, które uzna za nieistotne (rys. 8 dolny), po czym model jest przeliczany na nowo.

Ręczny tryb wskazania postaci drgań może zostać wybrany w trybie naukowym pracy programu. Ułatwia zrozumienie jednowymiarowej analizy modalnej i charakterystycznych elementów zespolonej funkcji odpowiedzi częstotliwościowej. W trybie naukowym

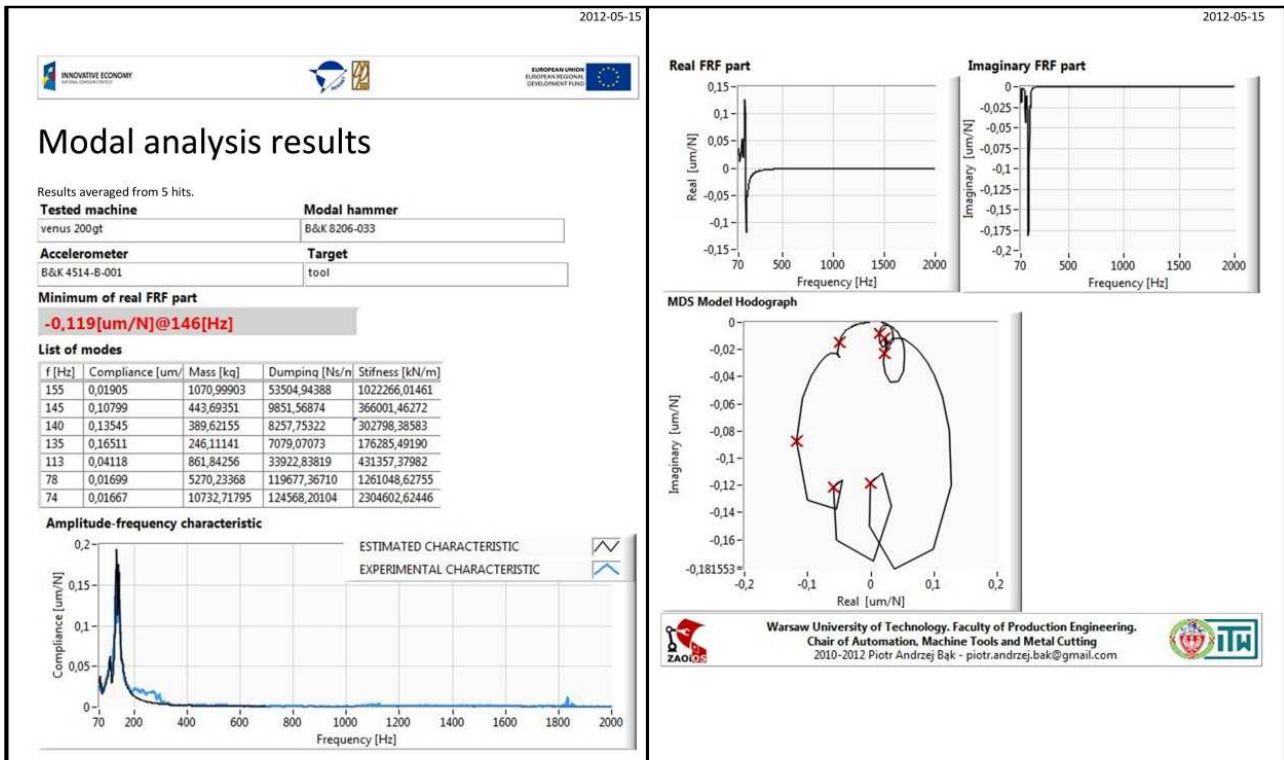
z ręcznym wskazaniem postaci drgań użytkownik jest odpowiedzialny za odrzucenie niepoprawnych postaci drgań (rys. 9). Czerwone kursory, sterowane przez użytkownika, widoczne są na $Re(H)$. Przeszczanie ich powoduje synchroniczne przeszczenie odpowiednika na $Im(H)$, co czyni wskazanie postaci drgań łatwiejsze. Postacie drgań są dodane jedna po drugiej po kliknięciu "COMPUTE MODAL PARAMETERS". W przypadku niespełnienia przez użytkownika określonych wymagań program policzy parametry modalne dla każdej z postaci drgań, nie zważając na jej fizyczne znaczenie.



Rys. 8. Przykładowe panele czołowe programu ASISOMA
Fig. 8. Examples of ASISOMA program front panels



Rys. 9. Zakresy częstotliwości odpowiadające poszczególnym postaciom drgań
Fig. 9. Frequency ranges corresponding to different of modes



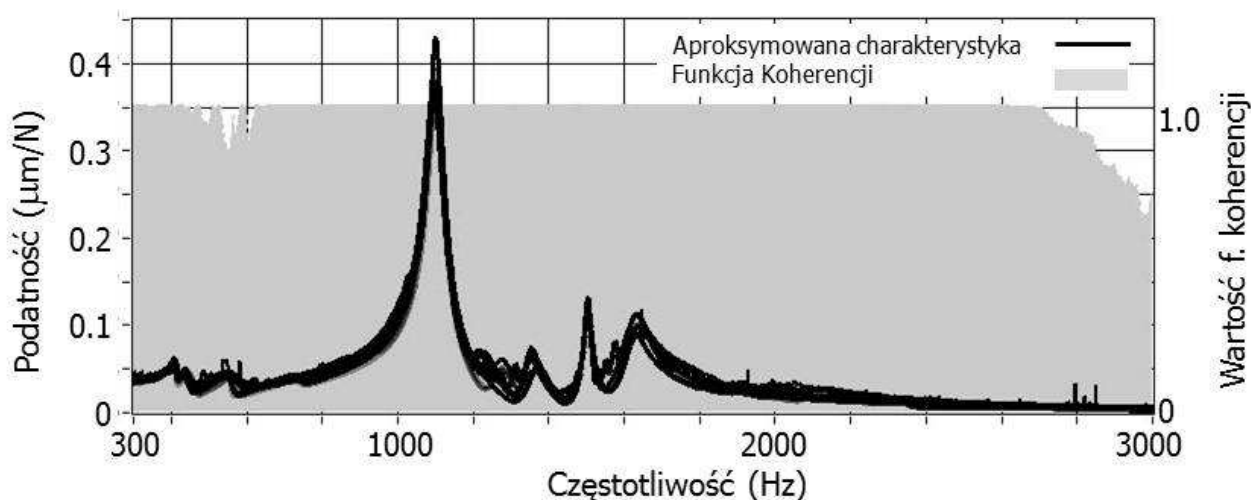
Rys. 10. Przykład automatycznie generowanego raportu z analizy modalnej
Fig. 10. Example of automatically created report from modal analysis

Opracowane oprogramowanie umożliwia automatyczne generowanie raportów z analizy modalnej w formacie A4 i wydrukowanie lub zapisanie w formacie PDF. Raport zawiera najważniejsze wyniki analizy: nazwa badanej maszyny, układ pomiarowy, minimum $\text{Re}(H)$ i odpowiadającą jej częstotliwość, szczegółową listę postaci drgań, charakterystykę amplitudowo-fazową, przebiegi $\text{Re}(H)$ i $\text{Im}(H)$ oraz hodograf z oznaczonymi minimami $\text{Re}(H)$ dla każdej z postaci drgań.

5. WERYFIKACJA EKSPERYMENTALNA

Układ pomiarowy dla jednowymiarowej analizy modalnej składa się z młotka modalnego B&K 8206-03, akcelerometru B&K 4514-001, wzmacniacza pomiarowego B&K NEXUS 2693, karty akwizycji danych NI USB-6259 BNC i komputera PC z zainstalowanym środowiskiem LabVIEW 2010. Testy wykonane zostały na centrum frezarskim Hass oraz w zakładach produkcyjnych przemysłu lotniczego w dolinie lotniczej.

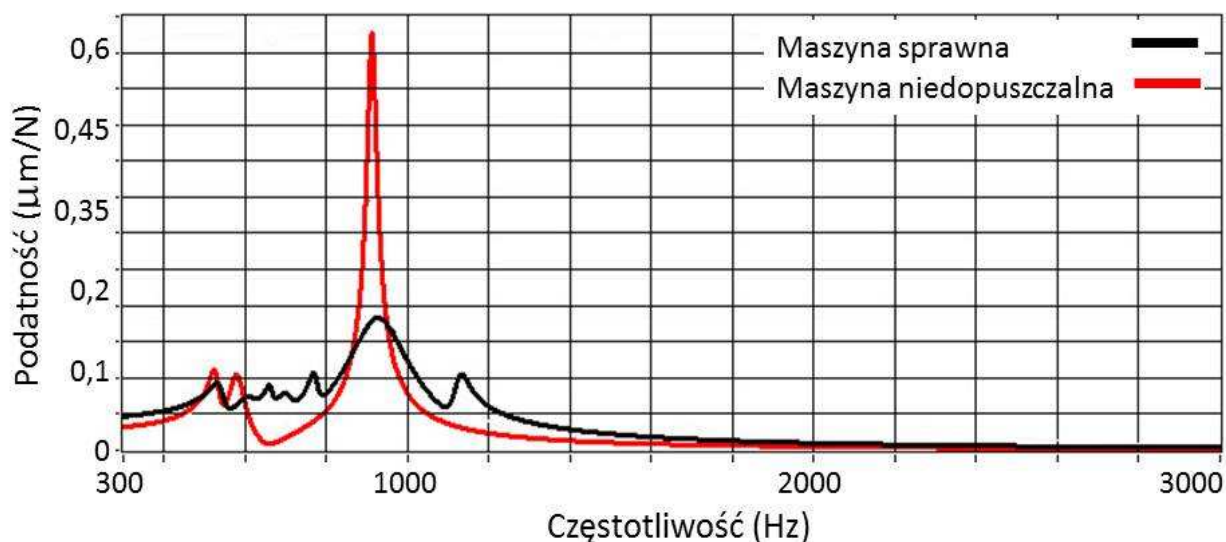
Ważnym elementem metodyki analizy modalnej jest powtarzalność wyników dla testów wykonanych w tych samych warunkach. Trudności w uzyskiwaniu powtarzalnych wyników w zakładach przemysłowych z wykorzystaniem profesjonalnego oprogramowania CutPro były jednym z motywów podjęcia tej pracy. Przykład wyników badań otrzymanych w kilkunastu odrębnych testach przeprowadzonych w kilkugodzinnych odstępach czasu pokazuje rysunek 11. Jak widać powtarzalność ta jest zadowalająca.



Rys. 11. Powtarzalność wyznaczonych częstotliwościowych funkcji przejścia.

Fig. 11. Repeatability of obtained FRFs

Przykładem przemysłowego, praktycznego zastosowania programu jest testowanie pięciu nominalnie takich samych centrów frezarskich, z których niektóre były skłonne do drgań samowzbudnych, inne zaś te same operacje wykonywały stabilnie. Na rys. 12 przedstawiono porównanie charakterystyk podatności dynamicznej dwóch z tych obrabiarek: sprawnej oraz niedopuszczonej do wykorzystania w produkcji lotniczej.



Rys. 12. Porównanie podatności dynamicznej dwóch maszyn
Fig. 12. Comparison of two machines dynamic compliance

6. WNIOSKI

Opracowane oprogramowanie, bazujące na automatycznej ekstrakcji sygnałów uderzenia i odpowiedzi, detekcji postaci drgań i obliczania parametrów modalnych umożliwia wykonanie testów modalnych przez operatora nieposiadającego doświadczenia w analizie modalnej. Pracując w trybie przemysłowym program wykonuje wszystkie obliczenia, które uzna za wymagane. Korzystając z tej opcji program nie wymaga od użytkownika uwagi do momentu zakończenia analizy. Tylko kilka uderzeń jest wymaganych młotkiem modalnym, a program automatycznie wykona następujące kroki:

- wyodrębnienie sygnałów siły i odpowiedzi z całego zarejestrowanego sygnału odrzucając przy tym niepoprawne uderzenia,
- obliczenie widm sygnałów oraz funkcji odpowiedzi częstotliwościowej,
- detekcja postaci drgań i odrzucenie postaci nieistotnych,
- obliczenie zespolonej funkcji FRF, modelu obiektu i zaprezentowanie na kilka sposobów jako: charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa, fazowo-częstotliwościowa, a charakterystyka amplitudowo-fazowo-częstotliwościowa w formie hodografu.

Wyniki testów potwierdzają poprawność opracowanej metodyki automatycznej analizy modalnej.

LITERATURA

- [1] TLUSTY J., 1985, *Machine Dynamics*, Handbook of High-Speed Machining Technology, R.I. King, ed., Chapman and Hall, New York, 3, 48-153.
- [2] FAASSEN R. P. H., 2003, *Prediction of regenerative chatter by modelling and analysis of high-speed milling*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 4, 1437–1446.
- [3] ABELE E., FIEDLER U., 2004, *Creating Stability Lobe Diagrams during Milling*, Annals of the CIRP, 53/1, 309–312.
- [4] BUDAK E., 2009, *Dynamic Analysis and Control*, Faculty of Engineering and Natural Sciences, Sabanci University, Tuzla, Istanbul, Turkey.
- [5] MAIA N. M. M., SILVA J. M. M., 2001, *Modal analysis identification techniques*, Phil. Trans, R. Soc., Lond., A 359, 29-40.
- [6] GADE S., HERLUFSEN H., KONSTANTIN-HANSEN H., *How to Determine the Modal Parameters of Simple Structures*, Brüel&Kjær, Denmark
- [7] Manufacturing Automation Laboratories Inc., 2000, *CutPro User Manual*, University of British Columbia, Vancouver, Canada.
- [8] ALTINTAS Y., 2002, *Machining process Modeling, Machine Tap testing and Chatter Vibration Avoidance*, Manufacturing Automation Laboratory, University of British Columbia, Vancouver, Canada.
- [9] HALVORSEN W. G., BROWN D. L., 1977, *Impulse technique for structural frequency response testing*, Anatron Corporation and David L. Brown, University of Cincinnati, Sound and Vibration.
- [10] GUILLAUME P., *Modal Analysis*, Department of Mechanical Engineering, Vrije Universiteit Brussel, Pleinlaan 2, Brussel, Belgium, 4-6, <http://mech.vub.ac.be/avrg/publications/ModalAnalysis.pdf>.
- [11] AHN S. J., JEONG W. B., WAN SUK YOO W. S., 2004, *An Estimation of Error-Free Frequency Responce Function from Impact Hammer Testing*, School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Korea, 852-857.
- [12] DØSSING O., 1988, *Structural Testing. Part 1. Mechanical Mobility Measurements*, Brüel & Kjær, April.

AUTOMATION MODAL ANALYSIS OF MILLING TOOL SPINDLE

An important indicator of milling machine tool condition is the dynamic compliance of its spindle. It can be identified with experimental modal analysis (tap test). The paper presents the methodology, algorithms and software for automatic SISO modal analysis. It enables performing of such test and obtaining proper results by an operator without any knowledge on modal analysis. The paper presents examples of the software application in factory floor conditions.