

	Organizatorzy: Politechnika Łódźka Wydział Mechaniczny	XXXVIII NAUKOWA SZKOŁA OBRÓBKI ŚCIERNEJ Łódź - Uniejów 09-11.09.2015	
	• Instytut Obrabiarek i Technologii Budowy Maszyn • Katedra Technologii Maszyn		

Teoretyczna i eksperymentalna analiza modalna korpusu obrabiarki

Theoretical and Experimental Modal Analysis of Machine Tool Bed

NORBERT KĘPCZAK
WITOLD PAWŁOWSKI *

DOI: 10.17814/mechanik.2015.8-9.369

W artykule zaprezentowano teoretyczną i eksperymentalną analizę modalną korpusu obrabiarki. Analiza modalna jest powszechnie wykorzystywaną w praktyce techniką badania dynamicznych właściwości obiektów. Została przeprowadzona w celu porównania wyników teoretycznych z badaniami doświadczalnymi. Wyniki otrzymane na drodze teoretycznej analizy modalnej okazały się wysoce zbieżne z badaniami eksperymentalnymi. Ta weryfikacja modelu teoretycznego z wynikami doświadczalnymi dała podstawy do przeprowadzenia badań, na podstawie których wyciągnięto wnioski na temat dynamicznego zachowania obiektu badań.

SŁOWA KLUCZOWE: analiza modalna, teoretyczna analiza modalna, eksperymentalna analiza modalna

The paper presents a theoretical and experimental modal analysis of the machine tool body. Modal analysis is a technique widely used in practice for exploring the dynamic properties of objects. The analysis was carried out in order to compare the theoretical results with experimental studies. The results obtained by a theoretical modal analysis have proven to be highly convergent with experimental studies. The verification of the theoretical model with experimental results gave reasonable grounds to conduct a study based on the revised model. On this basis conclusions about the dynamic behavior of the object of research were drawn.

KEYWORDS: modal analysis, theoretical modal analysis, experimental modal analysis

Wprowadzenie

Korpusy są elementami obrabiarek, wiążącymi w jedną całość podstawowe zespoły i mechanizmy. Ich rola polega na utrzymaniu innych części i zespołów obrabiarki w ściśle

określonych wzajemnych położeniach. Z reguły obrabiarkę tworzy korpus główny, będący podstawową konstrukcją nośną oraz kilka lub kilkanaście mniejszych korpusów, które przykręcone do niego stanowią całość. Większość korpusów obrabiarkowych jest wykonywanych w postaci odlewów z żeliwa szarego maszynowego bądź żeliwa modyfikowanego [1].

Analiza modalna jest powszechnie stosowaną w praktyce techniką badania własności dynamicznych obiektów mechanicznych. Znajduje ona zastosowanie nie tylko w inżynierii mechanicznej [2,3,4,5,6] czy kosmicznej [7], ale również z powodzeniem wykorzystywana jest w konstrukcjach budowlanych [8], rolnictwie [9], elektronice i elektrotechnice [10], muzyce [11] czy transporcie kolejowym [12]. W wyniku analizy modalnej otrzymuje się model modalny w postaci zbioru częstości własnych, postaci drgań oraz współczynników tłumienia. Znajomość tych parametrów umożliwia przewidywanie zachowania się obiektu na skutek dowolnych zaburzeń równowagi. Jest ona stosowana dla celów modyfikacji konstrukcji, diagnostyki stanu konstrukcji, dla celów syntezy sterowania w układach aktywnej redukcji drgań oraz dla celów weryfikacji i walidacji modeli numerycznych takich jak modele elementów skończonych czy elementów brzegowych [13].

Zaprezentowana w pracy analiza została przeprowadzona w celu porównania wyników właściwości dynamicznych symulacji teoretycznych z badaniami doświadczalnymi żeliwnego łoża obrabiarki, aby zweryfikować modalny model teoretyczny i przyjęte założenia dotyczące tego modelu.

Analiza teoretyczna

Teoretyczna analiza modalna przeprowadzona za pomocą symulacyjnego modułu programu Autodesk Inventor umożliwia otrzymanie postaci drgań własnych oraz odpowiadających im częstotliwości własnych. W procedurze analitycznej twórcy oprogramowania nie uwzględnili informacji na temat wartości współczynników tłumienia dla poszczególnych postaci drgań. Moduł ten może być zastosowany w celu identyfikacji postaci drgań własnych

* Mgr inż. Norbert Kępczak (norbert.kepczak@p.lodz.pl)
Dr hab. inż. Witold Pawłowski (witold.pawlowski@p.lodz.pl)

oraz ich częstotliwości, co w analizie teoretycznej jest wystarczające na wstępnym etapie oceny konstrukcji. Pełen zbiór informacji modalnych (postacie drgań, częstotliwości, współczynniki tłumienia) jest możliwy do uzyskania na podstawie eksperymentalnej analizy modalnej. Ze względu na ograniczenia programowe dotyczące teoretycznej analizy modalnej w niniejszej pracy przeprowadzono porównanie wyników otrzymanych na drodze teoretycznej i doświadczalnej obejmujące postacie drgań oraz ich częstotliwości.

Teoretyczną analizę modalną definiuje się jako problem własny macierzy zależny od macierzy mas, sztywności i tłumienia. Teoretyczna analiza modalna wymaga rozwiązania zagadnienia własnego dla przyjętego modelu strukturalnego badanej konstrukcji. Wyznaczone tu zbiory częstości własnych, współczynników tłumienia dla częstości własnych oraz postacie drgań własnych pozwalają na symulację zachowania się konstrukcji przy dowolnych wymuszeniach, doborze sterowań, modyfikacji konstrukcji i innych. Ma ona zastosowanie w procesie projektowania, gdy nie ma możliwości realizacji badań na rzeczywistym obiekcie [13].

W celu przeprowadzenia teoretycznej analizy modalnej został wykonany trójwymiarowy model korpusu (rysunek 1). Jest to łożo tokarki, które jest produkowane przez firmę Koluszki Foundry and Machinery. Jego wymiary to 300mm x 300mm x 2000mm (wysokość x szerokość x długość). Korpus jest wykonany w całości z żeliwa szarego.



Rys. 1. Izometryczny widok korpusu

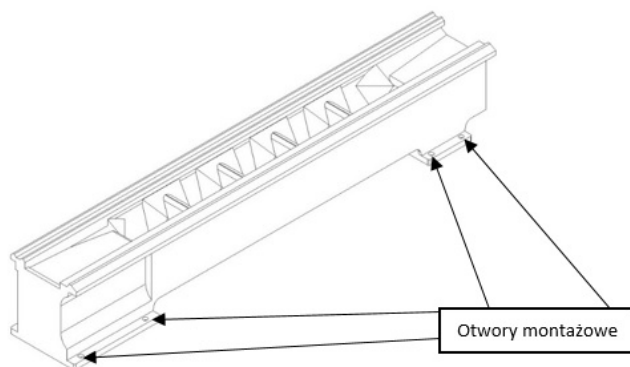
Podczas badań przeprowadzono teoretyczną analizę modalną dla pierwszych dwudziestu postaci i częstotliwości drgań własnych korpusu. Właściwości mechaniczne wykorzystanego podczas analizy materiału (żeliwa) zostały przedstawione w tabeli 1.

Tab. 1. Właściwości mechaniczne żeliwa

	Żeliwo
Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]	997
Wytrzymałość na ściskanie [MPa]	---
Moduł Young'a [GPa]	168
Współczynnik Poissona [---]	0,29
Moduł Kirchhoffa [MPa]	64900
Gęstość [g/cm ³]	7,15

właściwości mechaniczne żeliwa zostały podane z biblioteki materiałów programu Autodesk Inventor 2015

Bardzo ważnym aspektem podczas przeprowadzania analizy było odpowiednie narzucenie warunków brzegowych. Jednym z nich było odebranie stopni swobody (zamocowanie korpusu). Korpus po lewej, jak i prawej stronie posiada otwory montażowe, za pomocą których jest przykręcany do podłoża. Na tych otworach zostały narzucone wiązania nieruchome (rysunek 2), które odebrały wszystkie stopnie swobody korpusu względem podłoża.



Rys. 2. Odebranie stopni swobody

Kolejnym bardzo ważnym aspektem były ustawienia siatki elementów skończonych. Mniejsze wartości parametrów siatki skutkują większą ilością węzłów i elementów. Czas generowania był dłuższy, ale otrzymane wyniki, poprzez zagęszczenie siatki, są dokładniejsze. Na rysunku 3 przedstawiono widok siatek elementów skończonych nałożonych na konstrukcję żeliwną. Korpus został podzielony na 407740 węzłów i 231853 elementy.



Rys. 3. Widok siatki elementów skończonych dla analizowanego korpusu

Po zdefiniowaniu wszystkich niezbędnych ustawień przeprowadzono symulację. Wyniki analizy zamieszczono w tabeli 2. Postaci drgań oznaczono odpowiednio F1 ÷ F20.

Tab. 2. Wyniki teoretycznej analizy modalnej

Postać	F1	F2	F3	F4	F5
Częstotliwość	189 Hz	333 Hz	364 Hz	393 Hz	477 Hz
Postać	F6	F7	F8	F9	F10
Częstotliwość	510 Hz	593 Hz	765 Hz	861 Hz	902 Hz
Postać	F11	F12	F13	F14	F15
Częstotliwość	1016 Hz	1079 Hz	1107 Hz	1136 Hz	1198 Hz
Postać	F16	F17	F18	F19	F20
Częstotliwość	1258 Hz	1267 Hz	1357 Hz	1383 Hz	1438 Hz

Analiza eksperymentalna

Eksperymentalna analiza modalna jest często stosowaną w praktyce techniką badania własności dynamicznych obiektów mechanicznych, zarówno na etapie konstruowania jak i w eksploatacji maszyn. Eksperyment identyfikacyjny w eksperymentalnej analizie modalnej polega na wymuszeniu drgań obiektu przy jednoczesnym pomiarze siły wymuszającej i odpowiedzi układu, najczęściej w postaci widma przyspieszeń drgań [13].

Procedura eksperymentalnej analizy modalnej może być realizowana metodą SISO (Single Input Single Output), SIMO (Single Input Multiple Outputs) oraz MIMO (Multiple Inputs Multiple Outputs). Metody te różnią się nie tylko wymaganiami systemów akwizycji danych pomiarowych, ale również wymaganiami dotyczącymi celu badań i dokładności wyników analizy.

Metoda SISO jest wykorzystywana głównie przy dwukanałowym systemie akwizycji danych pomiarowych oraz wtedy, kiedy wynik analizy – częstotliwościowa funkcja przejścia FRF (frequency response function) może być ograniczona do kilku (kilkunastu) punktów pomiarowych. Metoda SISO jest zazwyczaj stosowana podczas testu impulsowego przeprowadzanego za pomocą młotka modalnego (wymuszenie jest sygnałem wyjściowym, a przyspieszenie sygnałem wyjściowym). Metoda ta może być stosowana w dwóch opcjach. Pierwsza jako „wędrujący” młotek (czujnik przyspieszeń jest zamocowany w jednym punkcie pomiarowym) i druga jako zamocowany młotek (czujnik przyspieszeń jest „wędrujący”). W praktyce metoda z „wędrującym” młotkiem jest znacznie wygodniejsza ponieważ nie ma potrzeby zmiany zamocowania czujnika przyspieszeń z jednego punktu pomiarowego do drugiego, jak to jest przy metodzie z zamocowanym młotkiem. Problemy pojawiają się przy normalizacji sygnału wejściowego z wielu punktów pomiarowych, dlatego w tym przypadku należy zastosować procedurę uśredniania.

Metoda SIMO umożliwia zastosowanie wzbudnika harmonicznego jako generatora sygnału wejściowego dla jednoczesnego wymuszenia wielu punktów pomiarowych. Przy tej metodzie wymagana jest wielokanałowa karta akwizycji danych, jednakże uzyskiwane wyniki są znacznie dokładniejsze niż w przypadku metody SISO, ponieważ ten sam sygnał wzbudzenia używany jest jednocześnie dla wszystkich odpowiedzi analizowanych punktów podczas analizy modalnej.

Metoda MIMO jest najbardziej wymagająca sprzętowo, ale pozwala otrzymać bardziej dokładne informacje na temat analizowanego systemu niż SISO czy SIMO. Zazwyczaj jest stosowana, kiedy dostępny jest system wielokanałowej akwizycji danych. Wybrane punkty mogą być wzbudzane z różnymi charakterystykami siły w celu zwiększenia dokładności i efektywności analizy modalnej.

W dalszej analizie zastosowano metodę SISO ponieważ liczba punktów pomiarowych znacznie ograniczono.

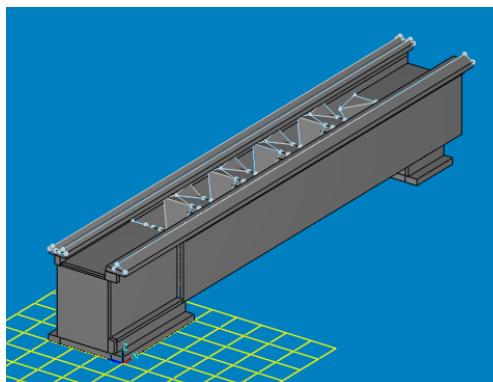
Eksperymentalną analizę modalną przeprowadzono na rzeczywistym łożu tokarki, które zaprezentowano na rysunku 4. Realizacja eksperymentu nastąpiła za pomocą programu Pulse LabShop do analizy modalnej. Rodzajem przeprowadzonej analizy była analiza SISO (Single Input Single Output).



Rys. 4. Widok rzeczywistego łoża obrabiarki

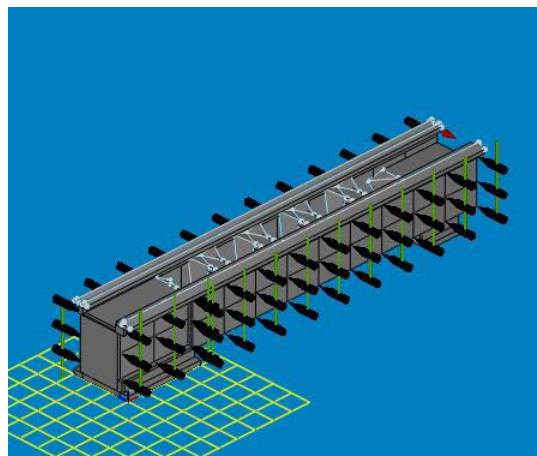
W celu przeprowadzenia eksperymentalnej analizy modalnej należało wykonać szereg następujących czynności:

- a) Zamodelować badany element w programie Pulse LabShop. Jego widok został przedstawiony na rysunku 5.



Rys. 5. Model korpusu w programie Pulse LabShop

- b) Narzucić siatkę punktów, których ruch podczas eksperymentu zostały wymuszony młotkiem modalnym oraz wskazać punkt umiejscowienia czujnika. Na rysunku 6 przedstawiono widok modelu z siatką wymuszanych punktów (zielono-czarne symbole młoteczków) oraz miejsce przymocowania czujnika (czerwona strzałka w górnej części korpusu).



Rys. 6. Widok siatki wymuszanych punktów oraz zamocowania czujnika

Do analizy wskazano 75 punktów pomiarowych. W każdy z punktów został przeprowadzony test modalny pięciokrotnie. Korpus został przebadany trzykrotnie. Stanowisko pomiarowe przedstawiono na rysunku 7. Wyniki analizy eksperymentalnej zaprezentowano w tabeli 3.



Rys. 7. Widok stanowiska badawczego

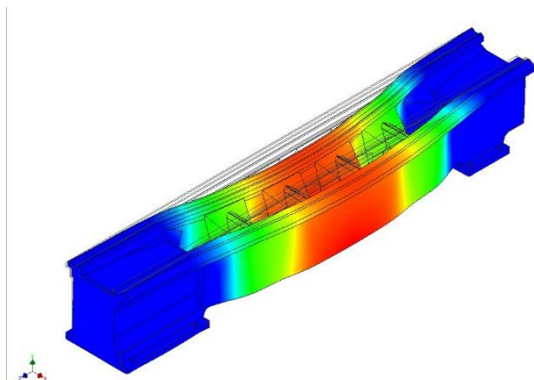
Tab. 3. Wyniki analizy eksperymentalnej

	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3
F1	43 Hz	42 Hz	43 Hz
F2	126 Hz	125 Hz	127 Hz
F3	209 Hz	209 Hz	210 Hz
F4	363 Hz	358 Hz	360 Hz
F5	422 Hz	421 Hz	422 Hz
F6	752 Hz	750 Hz	751 Hz
F7	910 Hz	905 Hz	908 Hz
F8	1182 Hz	1183 Hz	1182 Hz
F9	1493 Hz	1483 Hz	1484 Hz
F10	1504 Hz	1501 Hz	1502 Hz

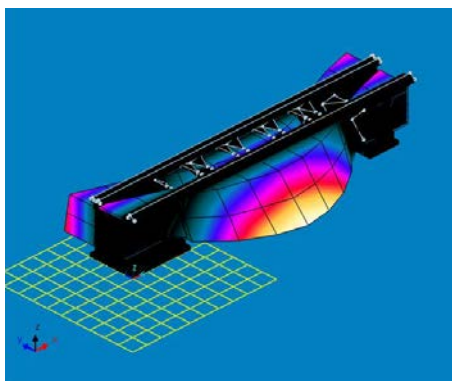
Wyniki i dyskusja

Po przeprowadzeniu obu analiz sporządzono zestawienie wyników. Do analizy porównawczej wybrano te postacie, które mogą występować w rzeczywistości.

Pierwsza charakterystyczna postać powstaje przy częstotliwości około 200Hz. W przypadku analizy teoretycznej było to 189Hz, natomiast w przypadku analizy eksperymentalnej 209-210Hz. Na rysunku 8 i 9 przedstawiono postacie drgań własnych odpowiednio dla analizy teoretycznej i eksperymentalnej.

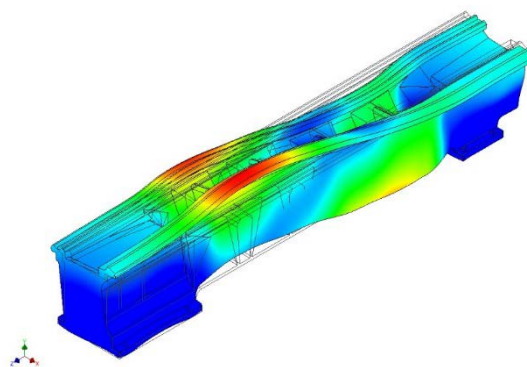


Rys. 8. Postać drgań dla częstotliwości 189 Hz

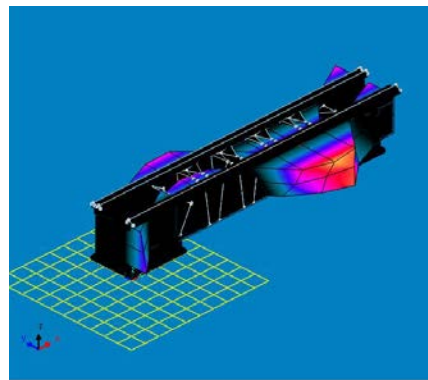


Rys. 9. Postać drgań dla częstotliwości 209-210 Hz

Kolejną analizowaną postacią (dwie półfale) powstaje przy częstotliwości około 400Hz. W przypadku analizy teoretycznej było to 393Hz, natomiast w przypadku analizy eksperymentalnej 421-422Hz. Na rysunku 10 i 11 przedstawiono postacie drgań własnych odpowiednio dla analizy teoretycznej i eksperymentalnej.

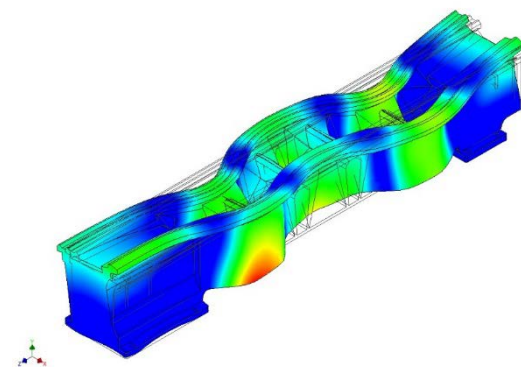


Rys. 10. Postać drgań dla częstotliwości 393 Hz

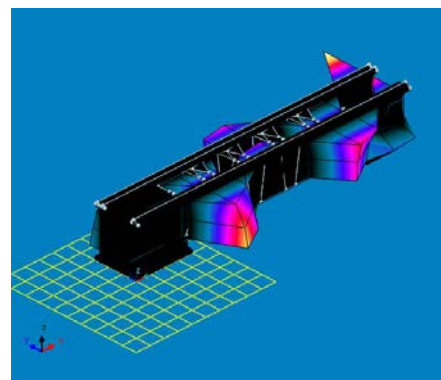


Rys. 11. Postać drgań dla częstotliwości 421-422 Hz

Postać w formie trzech półfal powstaje przy częstotliwości około 750Hz. W przypadku analizy teoretycznej było to 765Hz, natomiast w przypadku analizy eksperymentalnej 750-752Hz. Na rysunku 12 i 13 przedstawiono postacie drgań własnych odpowiednio dla analizy teoretycznej i eksperymentalnej.



Rys. 12. Postać drgań dla częstotliwości 765 Hz



Rys. 13. Postać drgań dla częstotliwości 750-752 Hz

Zaprezentowane wyniki analizy teoretycznej i badań eksperymentalnych wykazują bardzo wysokie podobieństwo zarówno odnośnie kształtu postaci drgań własnych jak również otrzymanych częstotliwości. Dotyczy to wszystkich postaci otrzymanych doświadczalnie.

Podsumowanie

Podczas badań przeprowadzono teoretyczną oraz eksperymentalną analizę modalną łoża tokarki. Analiza została przeprowadzona w celu porównania wyników parametrów dynamicznych uzyskanych na drodze teoretycznej i doświadczalnej. Otrzymane wyniki porównawcze wykazują wysoką zbieżność. Dla postaci w formie jednej półfali rozbieżność wyników wynosiła 9,6%. Dla postaci w formie dwóch półfal rozbieżność spadła do poziomu 6,6%, natomiast dla postaci o kształcie trzech półfal wynosiła 1,7%. Tak wysoka zbieżność wyników świadczy o bardzo precyzyjnie dobranych właściwościach materiału poddanego analizie teoretycznej oraz wysokiej dokładności odwzorowania kształtu korpusu obrabiarki w postaci przestrzennego modelu symulacyjnego. Wyniki pozwalają również uznać właściwie przyjęty sposób podziału modelu 3D na elementy skończone podczas tworzenia siatki MES. Dzięki tak przeprowadzonej weryfikacji doświadczalnej wyników symulacji otrzymanych na podstawie modelu 3D korpusu można stwierdzić, że wyniki symulacji są wiarygodne. Dzięki temu można przeprowadzić symulacje zachowania dynamicznego badanego obiektu w zróżnicowanych warunkach obciążenia na podstawie cyfrowego prototypu bez konieczności wykonywania kosztownych badań doświadczalnych.

LITERATURA

- Lopez de Lacalle L.N., Lamikiz A., „Machine Tools for High Performance Machining”, Springer, 2009.
- Matsuo M., Yasui T., Inamura T., Matsumura M. „High-speed Test of Thermal Effects for a Machine-tool Structure Based on Modal Analysis”, Precision Engineering, pp. 72-78, 1986.
- Li B., Cai H., Mao X., Huang J., Luo B. „Estimation of CNC Machine-tool Dynamic Parameters Based on Random Cutting Excitation Through Operational Modal Analysis”, International Journal of Machine Tools & Manufacture, pp. 26-40, 2013.
- Zaghbani I., Songmene V. “Estimation of Machine-tool Dynamic Parameters During Machining Operation Through Operational Modal Analysis”, International Journal of Machine Tools & Manufacture, pp. 947-957, 2009.
- Zhang G.P., Huang Y.M., Shi W.H., Fu W.P. “Predicting Dynamic Behaviours of a Whole Machine Tool Structure Based on Computer-aided Engineering”, International Journal of Machine Tools & Manufacture, pp. 699-706, 2003.
- Gagnol V., Le T.P., Ray P. “Modal Identification of Spindle-tool Unit in High-speed Machining”, Mechanical Systems and Signal Processing, pp. 238-2398, 2011.
- Vivo A., Brutti C., Leofanti J. “Modal Shape Identification of Large Structure Exposed to Wind Excitation by Operational Modal Analysis Technique”, Mechanical Systems and Signal Processing, pp.195-206, 2013.
- Rahmatalla S., Hudson K., Liu Y., Eun H.Ch. “Finite Element Modal Analysis and Vibration-waveforms in Health Inspection of Old Bridges”, Finite Elements in Analysis and Design, pp. 40-46, 2014.
- Ebrahimi R., Esfahanian M., Ziaei-Rad S. „Vibration Modeling and Modification of Cutting Platform in a Harvest Combine by Means of Operational Modal Analysis (OMA), Measurement, pp. 3959-3967, 2013.
- Brecher Ch., Baumler S., Guralnik A. “Experimental Modal Analysis Using a Tracking Interferometer”, CIRP Annals – Manufacturing Technology, pp. 345-348, 2014.
- Chomette B., Carrou J-L. “Operational Modal Analysis Applied to the Concert Harp”, Mechanical Systems and Signal Processing, pp. 81-91, 2015.
- Nangolo N.F., Soukup J., Rychlikova L., Skocilas J. “A Combined Numerical and Modal Analysis on Vertical Vibration Response of Railway Vehicle”, Procedia Engineering, pp. 310-319, 2014.
- Żółtowski B. “Badania dynamiki maszyn”, Wydawnictwo MAKAR, Bydgoszcz, 2002.