

Marcin ŁUKASIEWICZ, Tomasz KAŁACZYŃSKI, Michał LISS

e-mail: mlukas@utp.edu.pl

Zakład Pojazdów i Diagnostyki, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Bydgoszcz

Zastosowanie metody *MDOF* oraz *PolyMAX* w badaniach stanu skrzynek przekładniowych

Wstęp

Wzrost wymagań technicznych parametrów w odniesieniu do maszyn i urządzeń, przy jednoczesnym obniżaniu kosztów ich wytwarzania oraz eksploatacji, wymusił na inżynierach wprowadzenie zmian w metodach projektowania, kontroli produkcji i eksploatacji nowoczesnych obiektów technicznych. Poszukiwania zmierzają w kierunku nieinwazyjnych metod diagnostycznych, które są przeprowadzane bez ingerencji w strukturę lub normalną pracę badanego obiektu. Do takich nowych metod diagnostycznych można zaliczyć diagnostykę wibroakustyczną wykorzystującą, jako źródła informacji drgania i hałas a w szczególności metody eksploatacyjnej analizy modalnej [Lukasiewicz i Bielecki, 2011].

Dla wielu konstrukcji znajdujących się w warunkach rzeczywistych działają siły wymuszające, które co do charakteru przebiegu czasowego, rozkładu przestrzennego i amplitudy nie mogą być realizowane w warunkach badań laboratoryjnych. Podobnie dla warunków brzegowych, które w trakcie eksperymentu zależą od możliwości zamocowania obiektu na stanowisku badawczym, różnią się one od warunków występujących w czasie eksploatacji. Wymienione ograniczenia są minimalizowane poprzez zastosowanie metod eksploatacyjnej analizy modalnej realizowanej na podstawie pomiarów przeprowadzonych w trakcie normalnej pracy obiektu.

Analiza modalna znajduje zastosowanie, jeśli badany układ spełnia następujące warunki i założenia:

- układ jest liniowy i jego dynamika może być opisana za pomocą liniowego układu równań różniczkowych zwyczajnych lub cząstkowych. Założenia o liniowości układu możemy sformułować zasadę superpozycji układu, mówiącą, że odpowiedź układu na dowolną kombinację wymuszeń musi być równa kombinacji odpowiedzi na poszczególne wymuszenia. Zasada ta dotyczy zarówno częstości jak i amplitud;
- układ spełnia zasadę wzajemności *Maxwella*, a więc odpowiedź w punkcie *i*-tym konstrukcji spowodowana wymuszeniem w punkcie *j*-tym jest równa odpowiedzi w punkcie *j*-tym na to samo wymuszenie działające w punkcie *i*-tym, to w rezultacie spełnienia tego warunku otrzymujemy symetryczne macierze mas, sztywności, tłumienia oraz charakterystyk częstościowych;
- współczynniki równań opisujących dynamikę są stałe w trakcie pomiarów, co oznacza, że w czasie jednej sesji pomiarowej zmiany parametrów nie powinny mieć wpływu na wyniki pomiarów;
- tłumienie w układzie jest małe lub proporcjonalne do masy lub sprężystości, co jest istotne wówczas, gdy badane są rzeczywiste postacie drgań lub, gdy stosuje się metody dla jednego stopnia swobody;
- układ jest obserwowalny i istnieje możliwość pomiarów wszystkich charakterystyk, których znajomość jest niezbędna do znajomości modelu [Żółtowski i Cempel, 2004].

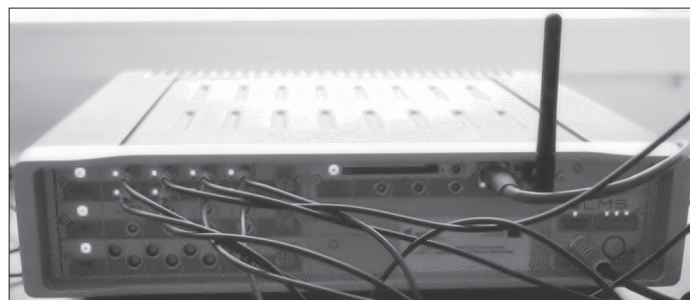
Ważnym pojęciem ściśle związanym z analizą modalną jest liczba stopni swobody. Dla bryły sztywnej w przestrzeni liczba stopni swobody równa jest trzem stopniom swobody związanymi z przesunięciami wzdłuż poszczególnych osi *x*, *y*, *z* układu współrzędnych, oraz trzema stopniami swobody związanymi z obrotem bryły wokół tych osi φ_x , φ_y , φ_z . Dowolny układ mechaniczny może być traktowany, jako zbiór o nieskończonej liczbie małych brył sztywnych, z tego też względu ma on nieskończoną liczbę stopni swobody.

Celem pracy jest próba przedstawienia metody *MDOF* oraz *PolyMAX* w badaniu stanu skrzynek przekładniowych.

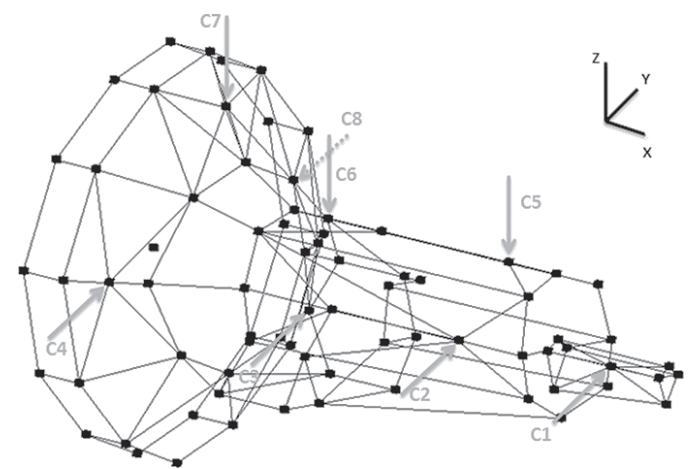
Badania modalne skrzynki przekładniowej

W celu przedstawienia praktycznych możliwości stosowania metod eksploatacyjnej analizy modalnej w pracy przedstawiono wyniki badań modalnych z zastosowaniem metod *Time MDOF* oraz *PolyMAX* zaimplementowanych w aplikacji *LMS Modal Analysis Lite* na przykładzie testów modalnych skrzynki przekładniowej znajdującej się w *Laboratorium Zakładu Pojazdów i Diagnostyki*.

System *LMS SCADAS Recorder* jest zaliczany do najbardziej zaawansowanych systemów pomiarowych stosowanych w badaniach diagnostycznych. Do rejestracji sygnałów drganiowych wykorzystano czujniki jednokierunkowe z wbudowaną pamięcią TEDS. Pomiary były realizowane przy prędkości 930 obr./min na różnych przełożeniach skrzynki przekładniowej. Rejestrowano 90-sekundowe odcinki sygnałów przebiegów czasowych drgań, próbkowane z częstotliwością 128 Hz [LMS International, 2011].

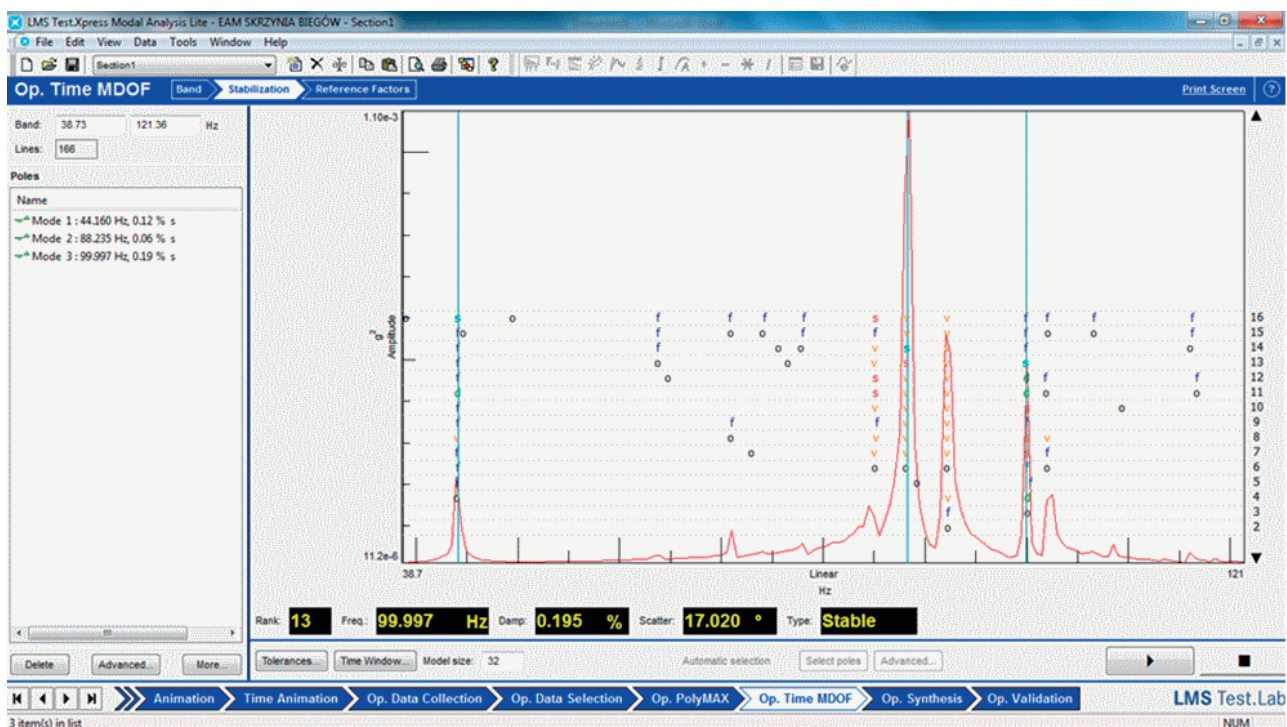


Rys. 1. System pomiarowy LMS SCADAS [źródło własne]

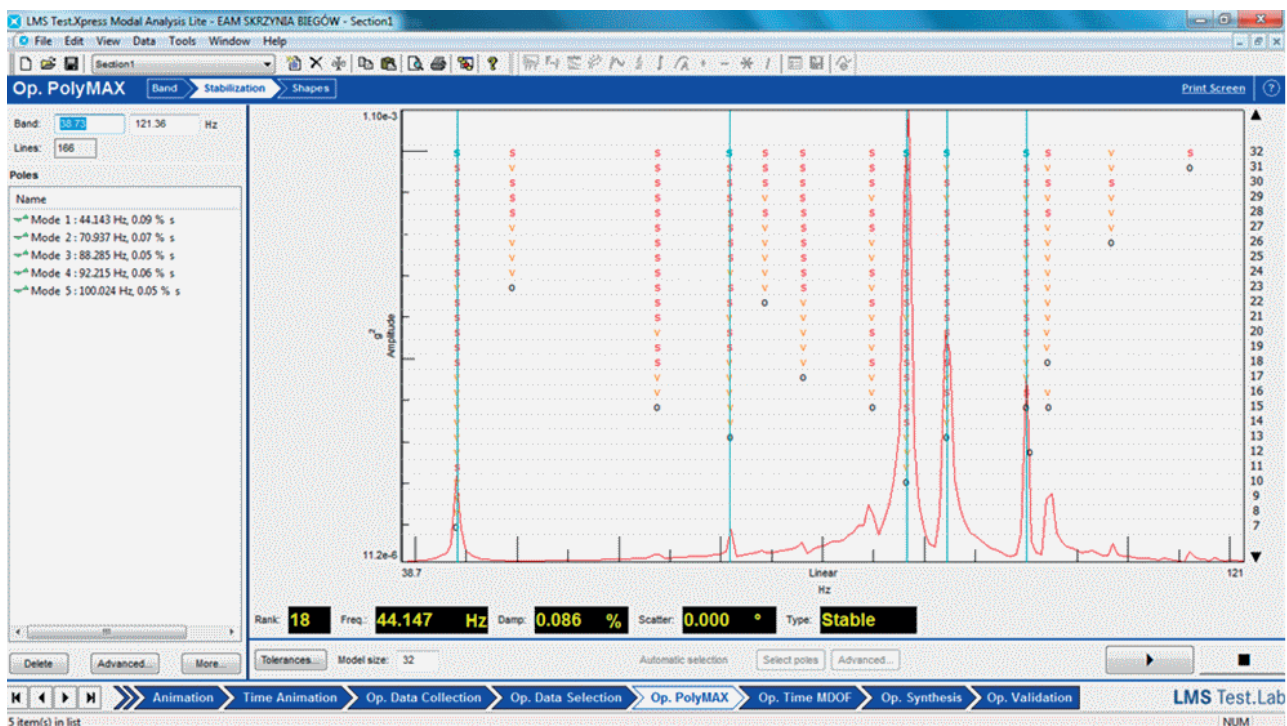


Rys. 2. Model geometryczny obiektu badań wraz z rozmieszczeniem punktów odbioru sygnału drganiowego [źródło własne]

Do analizy zarejestrowanych przebiegów czasowych wykorzystano oprogramowanie *LMS Test.Lab* z modulem *Modal Analysis Lite*. W oprogramowaniu zaimplementowane zostały metody *Time MDOF* oraz *PolyMAX* estymacji parametrów modelu modalnego (Rys. 3 i 4).



Rys. 3. Moduł *Op. Time MDOF* oraz przykładowy diagram stabilizacji [źródło własne]



Rys. 4. Moduł *Op. PolyMAX* oraz przykładowy diagram stabilizacji [źródło własne]

Estymacja parametrów modelu modalnego wykorzystując metodę *Time MDOF* odbywa się w trzech podstawowych krokach. W pierwszym kroku należy zdefiniować zakres badanej częstotliwości drgań badanego obiektu. Do estymacji częstości własnych, wartości współczynników tłumienia i postaci drgań w drugim kroku stosowana jest metoda *BR (Balanced Realisation)*. Zastosowanie tej metody pozwoli na weryfikację rzędu modelu modalnego oraz weryfikację otrzymanych biegunów modalnych poprzez badanie zmienności przebiegu linii stabilizacyjnej oraz wartości rzędu biegun modalnego. Bieguny estymowane dla bardzo niskich rzędów mogą być obciążone bardzo dużym

błędem obliczeniowym tak, że wartości tłumienia mogą osiągać błąd obliczeniowy rzędu 200%. Estymacja biegunów wysokich rzędów pociąga za sobą niebezpieczeństwo podziału jednego biegun rzeczywistego na dwa lub kilka bieguny, które stają się biegunami urojonymi. Dobrze wybrany biegun modalny powinien być silnym biegunem tak by energia biegunu podczas jego redukcji była wysoka. W trzecim kroku stosuje się metodę *Least Square Frequency Domain (LSFD)*, która jest stosowana do estymacji postaci drgań własnych z uwzględnieniem sprzężeń pomiędzy poszczególnymi postaciami drgań własnych. Moduł *Op. Time MDOF* przedstawiono na rys. 2 [LMS International, 2011].

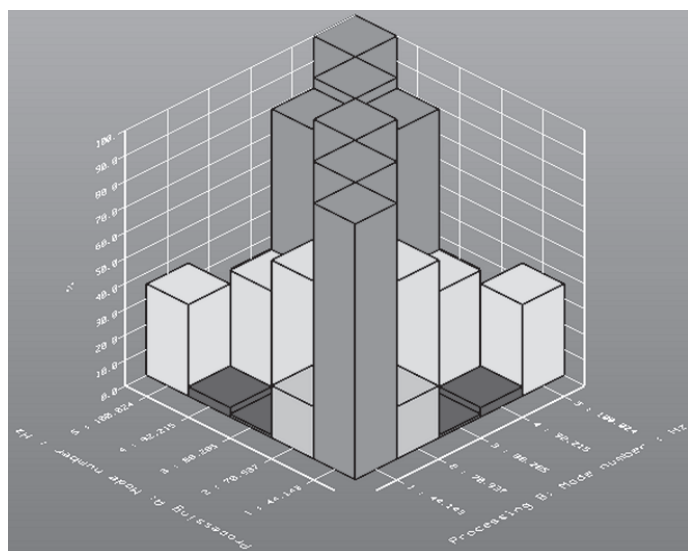
Metoda *PolyMAX* bazuje na zasadzie superpozycji, czyli musi spełniać twierdzenie wzajemności przemieszczeń *Maxwella*. W tej metodzie dużo prostsze jest uzyskanie dużej liczby biegunów na diagramach stabilizacyjnych układu. Estymacja parametrów modelu modalnego wykorzystując metodę *PolyMAX* odbywa się również w trzech krokach.

W pierwszym kroku należy zdefiniować zakres badanej częstotliwości drgań badanego obiektu. Do estymacji częstości własnych, wartości współczynników tłumienia w drugim kroku stosowana jest metoda *poly-reference Least Square Complex Frequency domain method (pLSCFD)*. W trzecim kroku ponownie stosuje się metodę *LSFD* do estymacji postaci drgań własnych.

Z diagramu stabilizacji wybiera się do analizy bieguny dla częstości drgań własnych pokrywające się z charakterystyka widmowa. Aby wskazać różnice pomiędzy wielkościami parametrów modalnych w tab. 1 przedstawiono wyniki analiz dla obu powyższych metod dla jednego z przełożeń skrzynki przekładniowej.

Tab. 1. Porównanie wyników badań modalnych skrzynki przekładniowej dla przełożenia biegu jałowego

| Lp. | Częstość drgań własnych [Hz] | Wartość współczynnika tłumienia [%] | Rząd modelu modalnego |
|-------------------------|------------------------------|-------------------------------------|-----------------------|
| Metoda <i>Time MDOF</i> | 44,160 | 0,12 | 16 |
| | 88,235 | 0,06 | 14 |
| | 99,997 | 0,19 | 13 |
| Metoda <i>PolyMAX</i> | 44,143 | 0,09 | 18 |
| | 70,937 | 0,07 | 19 |
| | 88,285 | 0,05 | 14 |
| | 92,215 | 0,06 | 16 |
| | 100,024 | 0,05 | 16 |



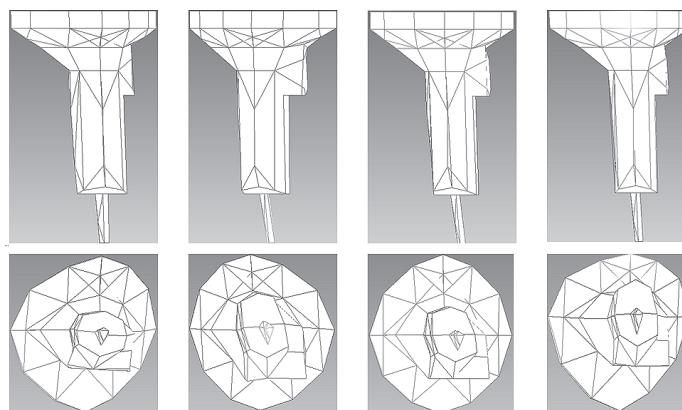
| | Mode No. | Frequency | Mode 1 44.134 | Mode 2 70.937 | Mode 3 88.285 | Mode 4 92.215 | Mode 5 100.024 |
|---|----------|-----------|------------------|------------------|------------------|------------------|-------------------|
| 1 | Mode 1 | 44.134 | 100.000 | 20.476 | 1.196 | 3.760 | 35.838 |
| 2 | Mode 2 | 70.937 | 20.476 | 100.000 | 53.268 | 41.035 | 7.245 |
| 3 | Mode 3 | 88.285 | 1.196 | 53.268 | 100.000 | 95.892 | 25.161 |
| 4 | Mode 4 | 92.215 | 3.760 | 41.035 | 95.892 | 100.000 | 32.031 |
| 5 | Mode 5 | 100.024 | 35.838 | 7.245 | 25.161 | 32.031 | 100.000 |

Rys. 5. Kryterium MAC w postaci tabelarycznej i słupkowej [źródło własne]

Na podstawie powyższych wyników należy przeprowadzić w dalszym kroku walidację otrzymanych wyników tak by uzyskane wyniki były reprezentatywne dla danego obiektu. Taką możliwość oferuje moduł *Op. Synthesis*, w którym to następuje porównanie wielkości przebiegów czasowych typu *crosspower* wyliczonych z oryginalnych przebiegów czasowych z tymi na podstawie, których wyestymowano poszczególne postaci drgań własnych. Im mniejszy błąd i wyższa korelacja pomiędzy poszczególnymi punktami tym większa pewność, że postaci drgań własnych są prawidłowe. Procedura stosowana w module *Op. Synthesis* jest pierwszym krokiem do modułu *Op. Validation*, w którym sprawdza się za pomocą narzędzia *Auto-MAC* czy wszystkie postaci drgań własnych zostały znalezione i poprawnie wyestymowane.

Najbardziej oczekiwanym i optymalnym wynikiem uzyskanym z analizy *Auto-MAC* jest to, aby wartości kryteriów odpowiadające odpowiednim postaciom drgań własnych wynosiły 100% po przekątnej, natomiast idealnym przypadkiem byłoby gdyby pozostałe pola poza przekątnymi wynosiły 0%. Wyniki w takiej postaci dają wyraźną informację, że zidentyfikowane postaci drgań własnych są od siebie niezależne. Wyniki przedstawiono na rys. 5.

Po analizie w module *Op. Validation* stwierdzono, że jedna z postaci drgań własnych przekroczyła próg 95%, co wskazywałoby na bardzo duży błąd estymacji. Wynikiem tej analizy jest to, że czwartą postać drgań własnych (92,215 Hz) można od razu odrzucić. W trzecim etapie analizy uzyskano porównanie postaci drgań własnych dla skrzynki przekładniowej, które przedstawiono na rys. 6.



Rys. 6. Porównanie postaci drgań własnych dla częstości od lewej: 44,134 Hz, 70,937 Hz, 88,285 Hz, 100,24 Hz [źródło własne]

Wnioski

Na przykładzie skrzynki przekładniowej przedstawiono porównanie dwóch metod diagnozowania stanu obiektów technicznych.

Zaletą stosowania eksploatacyjnej analizy modalnej jest możliwość badania obiektu na podstawie rzeczywistych sygnałów generowanych przez badany obiekt, bez wyłączenia go z procesu eksploatacji.

LITERATURA

- Lukasiewicz M., Bielecki S.: 2011. *Diagnozowanie stanu technicznego automatycznych skrzynek biegów*. Studia i Materiały Polskiego Stowarzyszenia Zarządzania Wiedzą, nr 46. Bydgoszcz.
- Materiały firmy LMS International. (1.10.2011): <http://www.lmsintl.com/>
- Żółtowski B., Cempel Cz.: 2004. *Inżynieria diagnostyki maszyn*, PTDT, Warszawa, Bydgoszcz, Radom.

Pracę wykonano w ramach projektu WNP-POIG.01.03.01-00-212/09.