

Tomasz FIGLUS

## OCENA TRANSMITANCJI DRGAŃ W PRZEKŁADNI NA STANOWISKU MOCY KRAŻĄCEJ FZG

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono wykorzystanie eksperymentalnej analizy modalnej do oceny transmitancji drgań w przekładni na stanowisku mocy krążącej FZG. W badaniach stosowano młotek modalny, wymuszając drgania kół, wałów i obudowy przekładni jednostkowym impulsem siły. Na podstawie badań otrzymano charakterystyki transmitancji wzajemnej oraz własnej wybranych punktów pomiarowych wałów i obudowy przekładni. Wyniki badań porównano z rozkładami czasowo-częstotliwościowymi sygnałów drganiowych przekładni, towarzyszących zużyciu powierzchni roboczej kół zębatach i uszkodzeniom łożysk tocznych.

## THE TRANSMITTANCE ESTIMATION IN GEARBOX ON POWER CIRCULATING GEAR TESTING MACHINE FZG

**Summary.** In the paper presents the use of experimental modal analysis to estimation transmittance vibration in gearbox on power circulating gear testing machine FZG. For research modal hammer was used to enforce vibration element gearbox. On the basis of the analysis was received characteristics transmittance in different point of gearbox. Result of experiment was compared with Wigner-Ville distribution of vibration signal, companion tooth surface and damage of rolling bearing.

### 1. WSTĘP

Przetwarzanie i analizę sygnałów drganiowych przekładni zębatach wykorzystuje się coraz częściej do diagnozowania ich stanu. Opracowane metody analizy sygnałów umożliwiają wykrywanie stanu kół zębatach przy założeniu, że inne elementy przekładni są w dobrym stanie [1-3] oraz w przypadkach złożonych, gdy w przekładni występują uszkodzenia innych elementów, np. łożysk tocznych [4,5].

Z punktu widzenia diagnozowania przekładni zębatach ważna jest znajomość struktury rezonansowej i transmitancji wzajemnej oraz własnej drgań elementów badanej przekładni. Zagadnienie to nabiera szczególnego znaczenia przy diagnozowaniu złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatach, w których występują uszkodzenia kół zębatach (symptomy niskoenergetyczne) w obecności zużytych lub uszkodzonych łożysk tocznych (symptomy wysokoenergetyczne).

W pracy podjęto ten problem, poszukując odpowiedzi drganiowej poszczególnych elementów przekładni na wymuszenie impulsem siły do niej przyłożonej. Uzyskane wyniki porównano z rozkładami czasowo-częstotliwościowymi sygnału drganiowego generowanego przez uszkodzoną przekładnię zębatą.

## 2. EKSPERYMENTALNA ANALIZA MODALNA

Eksperymentalna analiza modalna jest często stosowaną w praktyce techniką badania własności dynamicznych obiektów mechanicznych, zarówno przy konstruowaniu, jak i eksploatacji maszyn [7].

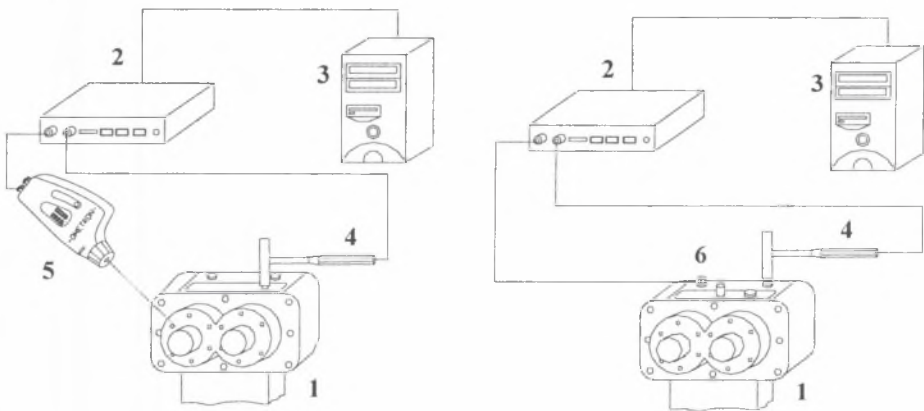
Identyfikacja za pomocą eksperymetalnej analizy modalnej polega na wymuszeniu drgań obiektu przy jednoczesnym pomiarze siły wymuszającej i odpowiedzi układu. Rejestrując widma wymuszenia i odpowiedzi dokonuje się identyfikacji charakterystyk częstotliwościowych obiektu w postaci [8,9]:

- gęstości widmowej mocy (PSD),
- gęstości mocy wzajemnej (CSD),
- funkcji przejścia (TFE).

Badania z wykorzystaniem eksperymetalnej analizy modalnej przedstawiono w publikacjach [6,7,8,9], gdzie przeprowadzono identyfikację częstotliwościową różnych struktur mechanicznych.

## 3. BADANIA STANOWISKOWE

Badania wykonano na stanowisku mocy krążącej FZG [1,4,5]. Pomiary na stanowisku przeprowadzono wibrometrem laserowym mierząc prędkość drgań poprzecznych wałów przekładni (5, rys.1) oraz czujnikiem piezoelektrycznym mierząc przyspieszenia w różnych punktach jej obudowy (6, rys.1). Do wymuszenia impulsu siły stosowano młotek modalny wyposażony w czujnik siły z końcówką o dużej sztywności.



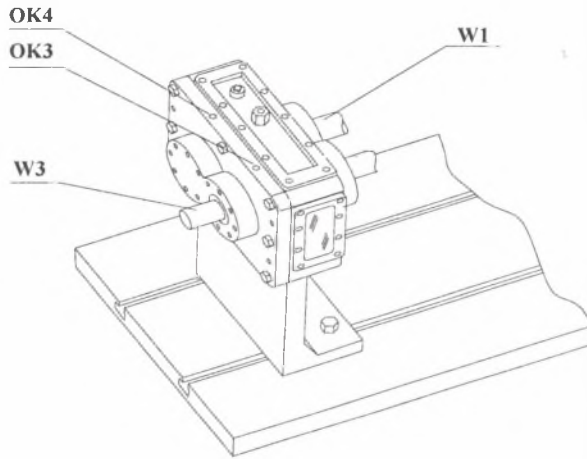
Rys.1. Schematy układów pomiarowych: 1 – badana przekładnia, 2 – analizator sygnałów DSTP SigLab, 3 – komputer PC, 4 – młotek modalny, 5 – wibrometr laserowy, 6 – czujnik piezoelektryczny

Fig.1. The diagram of measurement system: 1 – the examined transmission (gear), 2 - DSTP signal analyzer (SigLab), 3 - PC, 4 – modal hammer, 5 - laser vibrometer, 6 – accelerometer

Sygnaly napięciowe siły wymuszającej (4, rys.1) oraz prędkości (5, rys.1) i przyspieszeń (6, rys.1) drgań rejestrowano w dwukanałowym analizatorze sygnałów SigLab (2, rys.1), a następnie zapisywano w pamięci komputera PC (3, rys.1). Do analiz wykorzystano oprogramowanie VIOMA [9,10] pracujące w środowisku Matlab.

Eksperyment realizowano przy obciążeniu jednostkowym kół wynoszącym  $Q=3,85$  MPa, które zadano na stanowisku za pomocą sprzęgła napinającego.

Na rysunku 2 przedstawiono wybrane punkty wałów i obudowy przekładni, w których przeprowadzano pomiary drgań. Wymuszenie impulsowe drgań przykładano w punktach przedstawionych na rysunku 2 oraz dodatkowo na zębniku i kole przekładni badanej. W tabeli 1 zestawiono różne kombinacje miejsca wymuszenia i odbioru drgań zastosowane w eksperymencie.



Rys.2. Rozmieszczenie punktów pomiarowych na stanowisku FZG  
Fig.2. Points measurement on power circulating gear testing machine FZG

Tabela 1

Transmitancje własne i wzajemne uzyskane w badaniach

Miejsce wymuszenia	Miejsce pomiaru drgań	Rodzaj transmitancji
Wał koła (w3)	wał koła (w3)	tr. własna
Koło	wał koła (w3)	tr. wzajemna
Wał zębnika (w1)	wał zębnika (w1)	tr. własna
Zębnik	wał zębnika (w1)	tr. wzajemna
Koło	obudowa korpusu (ok4)	tr. wzajemna
Wał koła (w3)	obudowa korpusu (ok4)	tr. wzajemna
Zębnik	obudowa korpusu (ok4)	tr. wzajemna
Wał zębnika (w1)	obudowa korpusu (ok4)	tr. wzajemna
Obudowa korpusu (ok3)	obudowa korpusu (ok4)	tr. wzajemna
Obudowa korpusu (ok4)	obudowa korpusu (ok3)	tr. wzajemna

#### 4. WYNIKI ANALIZY SYGNAŁÓW DRGANIOWYCH

Na podstawie zarejestrowanych sygnałów drganiowych wybranych punktów pomiarowych wyznaczono funkcję przejścia drgań (TFE). Funkcja ta jest estymowana za pomocą algorytmu Welsha, który wykorzystać można do identyfikacji systemów nieparametrycznych. W metodzie tej estymuje się informację zawartą zarówno w amplitudzie, jak i fazie sygnałów.

Obliczenia funkcji przejścia pomiędzy dwoma sygnałami dyskretnymi  $x(n)$  i  $y(n)$  wykonuje się na podstawie zależności (1) [10]:

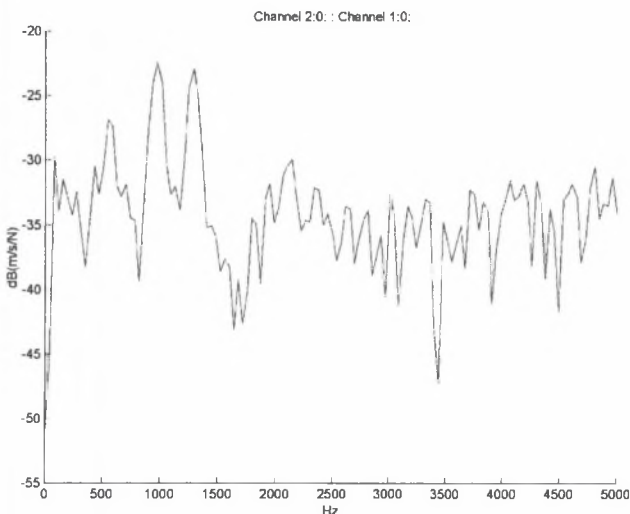
$$\hat{H}(\omega) = \frac{\hat{P}_{xy}(\omega)}{\hat{P}_{xx}(\omega)} \quad (1)$$

gdzie:

$\hat{P}_{xy}(\omega)$  - gęstość widmowa mocy wzajemnej (CSD) sygnałów  $x(n)$  i  $y(n)$ ,

$\hat{P}_{xx}(\omega)$  - gęstość widmowej mocy (PSD) sygnału  $x(n)$ .

Na rysunkach 3-5 przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń transmitancji wzajemnej i własnej drgań wybranych punktów pomiarowych, określone podczas badań.

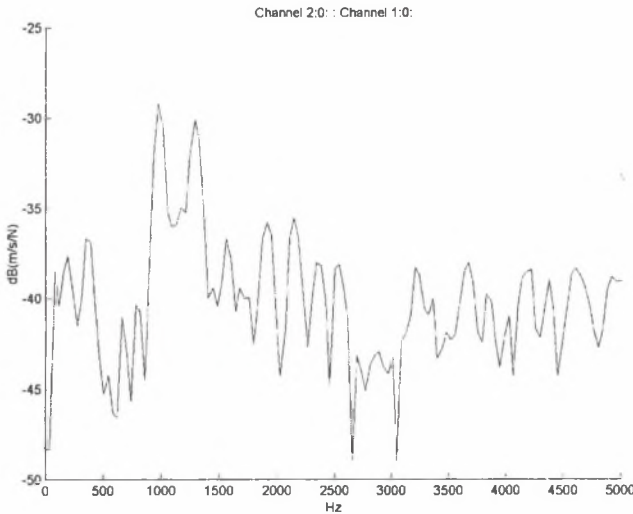


Rys.3. Transmitancja dla założeń: wymuszenie w1 - pomiar w1

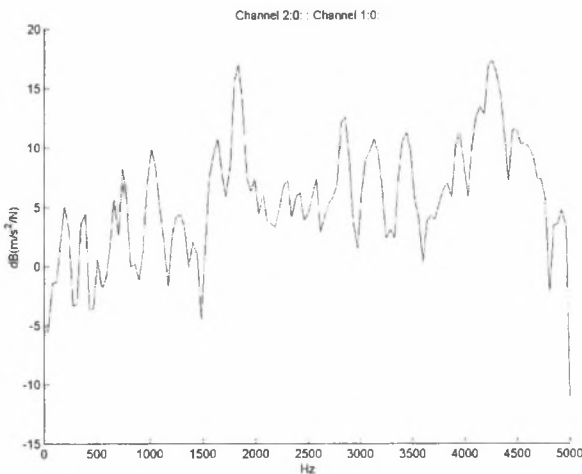
Fig.3. Characteristic transmittance: enforce w1 - measurement w1

Na rysunku 3 i 4 zaprezentowano transmitancje własne i wzajemne otrzymane w przypadku pomiarów drgań wału 1 wibrometrem laserowym, gdy wymuszenia przyłożono odpowiednio do wału 1 i zębniaka montowanego na tym wale. Transmitancja drgań wału 1 charakteryzuje się rezonansem w zakresie częstotliwości 1 i 1,3 kHz. Rezonans ten występuje zarówno w przypadku pobudzenia przyłożonego do wału, jak i do zębniaka przekładni. W

zakresie częstotliwości do 0,9 kHz i powyżej 2,5 kHz transmitancja wykazuje znacząco większe tłumienie drgań, gdy pobudzano zębnik przekładni.



Rys.4. Transmitancja dla założeń: wymuszenie zębnik - pomiar w1  
Fig.4. Characteristic transmittance: enforce wheel - measurement w1



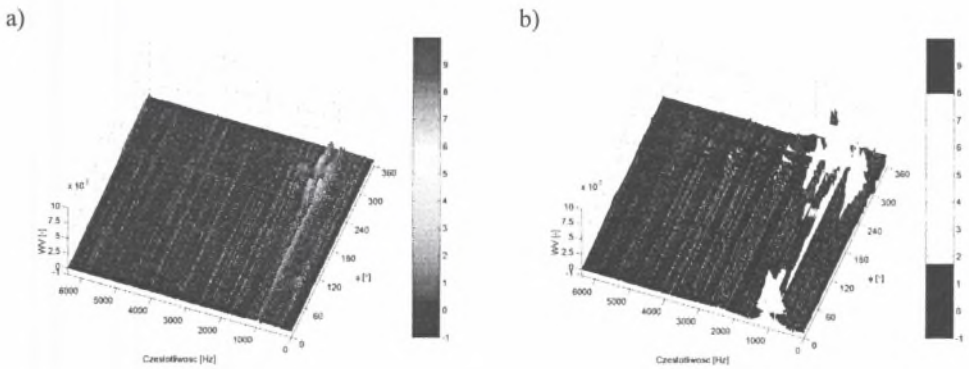
Rys.5. Transmitancja dla założeń: wymuszenie ok3 - pomiar ok4  
Fig.5. Characteristic transmittance: enforce ok3 - measurement ok4

Transmitancje pomiędzy punktami obudowy przekładni ok3 i ok4 przedstawiono na rysunku 5. Analizując przedstawioną na rysunku zależność można stwierdzić, że dominującymi zakresami częstotliwości, w których występuje rezonans, są 1,8 i 4,2 kHz. Częstotliwość ok. 1,8 kHz jest zbliżona do częstotliwości rezonansowej otrzymanej z badań w

przypadku, gdy wymuszenie przykładano do kół oraz wałów przekładni i mierzono drgania wybranych punktów obudowy.

Funkcje transmitancji drgań porównano z otrzymanymi wynikami badań przedstawionymi w pracy [4]. Na rysunkach 6 i 7 zamieszczono rozkłady czasowo-częstotliwościowe Wignera-Ville'a prędkości drgań wału (w1) i przyspieszeń drgań obudowy (ok4) przekładni, w której montowano łożysko z uszkodzeniem bieżni zewnętrznej, bez i ze znaczącym zużyciem powierzchni roboczej zębów kół.

Obserwowany w tych przypadkach wzrost maksymalnej amplitudy drgań wału, jak i obudowy przekładni towarzyszący zużyciu powierzchni roboczej zębów kół odpowiada zakresom rezonansowym tych elementów przedstawionych na rysunkach 3-5.

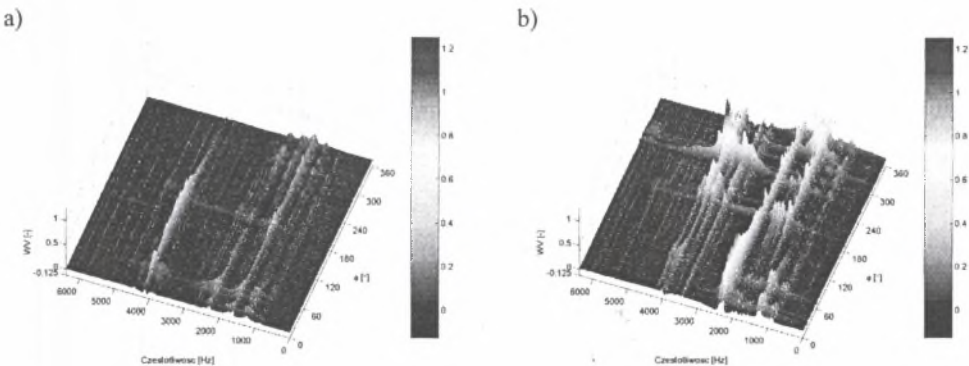


Rys.6. Rozkłady WV (pomiar drgań wału przekładni) wyznaczone w przypadkach:

- a) bez zużycia powierzchni roboczych zębów kół,
- b) zużytych powierzchni roboczych zębów kół

Fig.6. WV distribution (measurement on shaft gearbox):

- a) without tooth surface failure,
- b) with tooth surface failure



Rys.7. Rozkłady WV (pomiar drgań obudowy przekładni) wyznaczone w przypadkach:

- a) bez zużycia powierzchni roboczych zębów kół,
- b) zużytych powierzchni roboczych zębów kół

Fig.7. WV distribution (measurement on gearcase):

- a) without tooth surface failure,
- b) with tooth surface failure

## 5. PODSUMOWANIE

W trakcie przeprowadzonych badań wyznaczono transmitancję wzajemną drgań przenoszonych na drodze od kół zębatach do wybranych punktów wału i obudowy przekładni, drgań przenoszonych z wałów na korpus oraz drgań wybranych punktów korpusu przekładni. Przeprowadzono również badania transmitancji własnej wałów przekładni.

Otrzymane wyniki (m.in. rys. 4-6) wskazują na występowanie w paśmie transmitancji rezonansowych zakresów częstotliwości odpowiednio:

- w przypadku wału przekładni - 0,95-1,5 kHz, 1,5-2,05 kHz,
- w przypadku obudowy przekładni - 1,5-2,05 kHz, 3-3,55 kHz oraz 3,85-4,6 kHz.

Na charakter funkcji przejścia duży wpływ miał wybór miejsca wymuszenia oraz realizacji pomiaru. Porównując transmitancję własną i wzajemną wybranych punktów pomiarowych stwierdzić można, iż w niektórych przypadkach rezonansowe zakresy częstotliwości nie pokrywają się (różnią się). Zatem dokładne określenie struktury rezonansowej przekładni zębatej wymaga przeanalizowania zarówno własnej, jak i wzajemnej transmitancji wybranych punktów pomiarowych.

Przeprowadzone porównania transmitancji drgań i uzyskanych rozkładów czasowo-częstotliwościowych sygnałów drganiowych kół bez i ze zużyciem powierzchni roboczej zębów zarejestrowane w obecności uszkodzeń łożysk tocznych świadczą, że symptomami intensywnego zużycia powierzchni roboczej zębów są wyraźne przyrosty amplitudy sygnałów drganiowych w zakresie częstotliwości rezonansowych wybranych punktów pomiarowych.

## Literatura

1. Wilk A., Łazarz B., Madej H.: Metody przetwarzania sygnałów drganiowych w diagnozowaniu przekładni zębatach, 3<sup>rd</sup> International Congress of Technical Diagnostics, Diagnostics'2004, September 6-9, 2004, Poznań, Poland. Diagnosticsyka vol. 30, t. 2, 2004, 183-186.
2. Radkowski S.: Wykorzystanie SWA w diagnozowaniu zmęczeniowych uszkodzeń kół zębatach. II Seminarium Wibroakustyczna Diagnosticsyka Procesów Zmęczeniowych, s. 35-52, Warszawa, listopad 2002.
3. Bartelmus W., Zimroz R: Cepstrum, widmo obwiedni i bispectrum w diagnostyce wielostopniowych przekładni zębatach, 3<sup>rd</sup> International Congress of Technical Diagnostics, Diagnostics'2004, September 6-9, 2004, Poznań, Poland, Diagnosticsyka vol. 30, t. 1, 2004, 39-44.
4. Figlus T., Wilk A., Fołęga P.: Diagnozowanie złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatach z wykorzystaniem różnych technik pomiaru drgań. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria: Transport z.56, Gliwice 2004.
5. Figlus T., Wilk A.: Diagnozowanie złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatach. XXXI Ogólnopolskie Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN, Węgierska Górka 2004.
6. Madej H.: Minimalizacja aktywności wibroakustycznej przekładni zębatach, Monograficzna seria Wydawnicza Biblioteki Problemów Eksploatacji, Katowice-Radom 2003.
7. Madej H.: Zastosowanie eksperymentalnej analizy modalnej i charakterystyk rozruchowych do identyfikacji struktury rezonansowej przekładni zębatej, Zagadnienia Analizy Modalnej Konstrukcji Mechanicznych, praca zbiorowa po redakcją T.Uhla, KRiDM AGH, Kraków 2003, 177-186.

8. Uhl T.: Komputerowo wspomaganą identyfikacją modeli konstrukcji mechanicznych, WNT, Warszawa 1997.
9. Uhl T., Kurowski P.: VIOMA – Instrukcja użytkownika.
10. Signal Processing Toolbox User's Guide, The MathWorks 1999.
11. Żółtowski B., Ćwiek Z.: Leksykon Diagnostyki Technicznej, Wydawnictwo Uczelniane AT-R, Bydgoszcz 1996.

Recenzent: Prof.dr hab.inż. Zbigniew Dąbrowski

*Publikacja wykonana w ramach pracy 5T07B 02425*