

Andrzej WILK, Tomasz FIGLUS

DIAGNOZOWANIE USZKODZEŃ ŁOŻYSK TOCZNYCH PRZEKŁADNI Z WYKORZYSTANIEM KOMPUTEROWYCH ANALIZ SYGNAŁÓW DRGANIOWYCH

Streszczenie. W pracy przedstawiono metodę wykrywania uszkodzeń łożysk tocznych przekładni zębatej przy użyciu dyskretnej analizy falkowej (DWT). Do analiz wykorzystano łożyska toczne z uszkodzeniami bieżni wewnętrznych i zewnętrznych. Pomiary drgań wykonano wibrometrem laserowym, mierząc prędkość drgań poprzecznych wału przekładni znajdującą się w pobliżu uszkodzonego łożyska.

DIAGNOSTIC OF ROLLING BEARINGS DAMAGES BY USING THE COMPUTER ANALYSIS VIBRATION SIGNAL

Summary. In the paper presents application of discrete wavelet transform for detection bearing race damages. The experiments took advantage ball bearings with inner and outer race damages. Vibration were recorded of technique of laser vibration measurement of transmission gear shaft in the nearest ball bearing fault.

1. WSTĘP

Łożyska toczne to elementy, których stan techniczny wpływa bezpośrednio na trwałość i niezawodność pracy maszyn wirujących. Diagnostowanie stanu łożysk tocznych określa stopień ich zużycia, klasyfikując łożysko do dalszej pracy lub wymiany.

Powstawanie uszkodzeń łożysk spowodowane jest różnymi czynnikami, np.: silniejszym niż przewidywano obciążeniem, nieodpowiednim smarowaniem, nieskutecznym uszczelnieniem. Każda z tych przyczyn wywołuje określony, typowy dla niej rodzaj uszkodzenia [1].

W diagnostyce drganiowej łożysk tocznych uszkodzenia klasyfikuje się zależnie od miejsca ich występowania, wyróżniając m.in. uszkodzenia bieżni, elementów tocznych czy koszyka. Charakterystyczne częstotliwości towarzyszące powstałym uszkodzeniom obliczyć można z wzorów przedstawionych w [2]. Do analizy sygnałów drganiowych wykorzystuje się najczęściej analizę szybkiej transformaty Fouriera, widmo obwiedni [2], czy nowsze metody umożliwiające rozkład sygnału w dziedzinie czasu i częstotliwości – analizę Wignera-Ville'a oraz ciągłą analizą falkową [3, 4].

W pracy przedstawiono komputerową metodę analizy sygnałów drganiowych, której celem było wykrywania uszkodzeń łożysk tocznych przekładni z wykorzystaniem dyskretnej transformaty falkowej (DWT). Obliczenia wykonano w środowisku Matlab-Simulink, gdzie po przeprowadzonej dekompozycji sygnałów i ich rekonstrukcji poszukiwano na kolejnych poziomach rozkładu zmian amplitudy sygnałów jako symptomów uszkodzeń łożysk.

Na podstawie sygnału otrzymanego po dekompozycji analizowano zmianę wartości skutecznej prędkości drgań i kurtozę.

2. DYSKRETNA ANALIZA FALKOWA

Analiza falkowa jest narzędziem umożliwiającym identyfikację niestacjonarnych składowych sygnału wibroakustycznego w dziedzinie czasu i skali częstotliwości. Falka podstawowa $\psi(t)$ jest filtrem środkowoprzepustowym, przy użyciu której generuje się rodzinę falek wg wzoru (1) [5]:

$$\psi_{ab} = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{1-b}{a}\right), \quad (1)$$

gdzie:

a - parametr skali, b - parametr przesunięcia.

Dyskretna transformata falkowa sygnału jednowymiarowego obliczana jest przy użyciu algorytmu Mallata [6]. W procedurze tej rozwinięcie falkowe ma bezpośredni związek ze strukturą wielorozdzielczą sygnału i prowadzi do wyznaczenia algorytmu dyskretnego, realizowanego przy użyciu wielostopniowego zespołu filtrów. Uogólniony przypadek dekompozycji aproksymacji dyskretniej $f_n^{(j-1)}$ sygnału $f(t)$ na aproksymację $f_n^{(j)}$ i reprezentację szczegółową $d_n^{(j)}$ otrzymuje się wg wzoru (2 i 3) [5].

$$f_n^{(j)} = \sum_l \tilde{h}_{2n-1} f_l^{(j-1)} \quad (2)$$

$$d_n^{(j)} = \sum_l \tilde{g}_{2n-1} f_l^{(j-1)}, \quad (3)$$

gdzie:

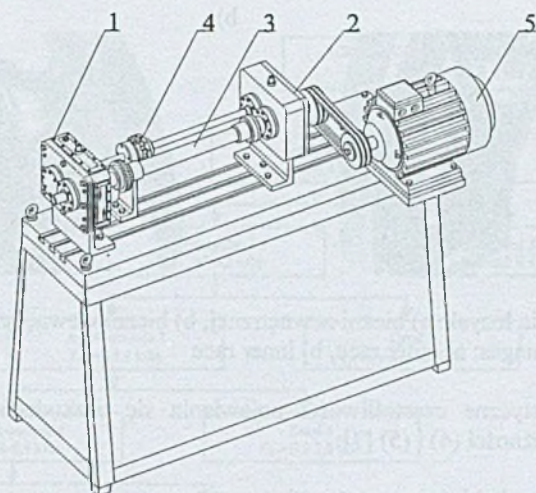
j - poziom rozkładu, n - próbka funkcji,

$\tilde{f}$ i $\tilde{g}$ - filtry.

W wyniku obliczeń otrzymuje się aproksymację sygnału $f_n^{(j)}$, będącą składową niskoczęstotliwościową oraz detal $d_n^{(j)}$, będącą składową wysokoczęstotliwościową o dwukrotnie zredukowanych częstotliwościach próbkowania.

3. BADANIA STANOWISKOWE

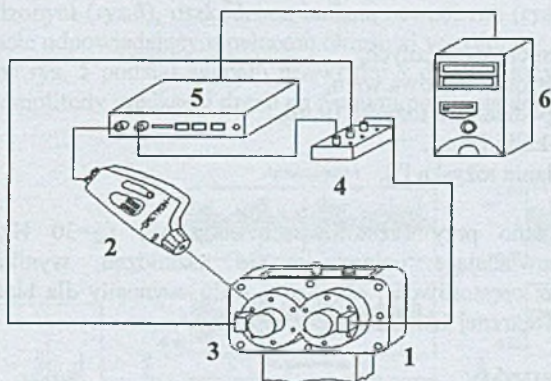
Do badań łożysk tocznych wykorzystano stanowisko mocy krążącej FZG (Rys.1). Składa się ono z przekładni badanej (1), przekładni zamykającej (2), wału skrotnego (3), sprzęgła napinającego (4) oraz silnika napędzającego (5). Zmianę obciążenia zadaje się poprzez napięcie wałka skrotnego na sprzęgle napinającym.



Rys.1. Stanowisko mocy krążącej FZG

Fig.1. Power circulating gear testing machine FZG

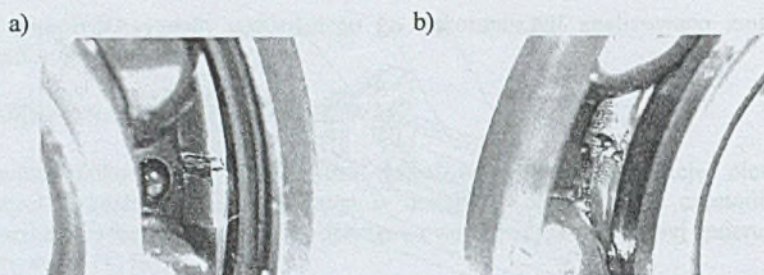
Pomiary drgań poprzecznych wału wykonano stosując technikę bezdotykowego pomiaru prędkości drgań za pomocą wibrometru laserowego. Schemat układu pomiarowego przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Schemat układu pomiarowego: 1 - badana przekładnia, 2 - wibrometr laserowy, 3 - czujniki położenia wałów, 4 - układ logiczny, 5 - analizator sygnałów DSPT SigLab, 6 - komputer PC

Fig. 2. The diagram of measurement system: 1 - the examined transmission (gear), 2 - laser vibrometer, 3 - sensors of shaft's position, 4 - logic system, 5 - DSPT signal analyzer (SigLab), 6 - PC

Do podparcia wału koła wykorzystano trzy łożyska kulkowe zwykłe 6307. Na dwóch z nich wykonano w sposób sztuczny lokalne uszkodzenia w postaci rowka o szerokości ok.2 mm – odpowiednio na bieżni zewnętrznej oraz wewnętrznej – w jednym miejscu na obwodzie (rys.3); a trzecie – bez uszkodzenia – wykorzystano do pomiarów sygnałów bazowych.



Rys. 3. Uszkodzenia łożysk: a) bieżni zewnętrznej, b) bieżni wewnętrznej

Fig. 3. Bearing damages: a) outer race, b) inner race

Charakterystyczne częstotliwości pojawiania się uszkodzeń w sygnale obliczono wykorzystując zależności (4) i (5) [7]:

- uszkodzenie bieżni zewnętrznej

$$f_{zewn} = \frac{z}{2} f_{o2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \quad (4)$$

- uszkodzenie bieżni wewnętrznej

$$f_{wewn} = \frac{z}{2} f_{o2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right), \quad (5)$$

gdzie:

- z – liczba elementów toczyń,
- f_{o2} – częstotliwość obrotowa wału,
- d – średnica podziałowa łożyska [mm],
- D – średnica kulki [mm],
- α – kąt działania łożyska [$^{\circ}$].

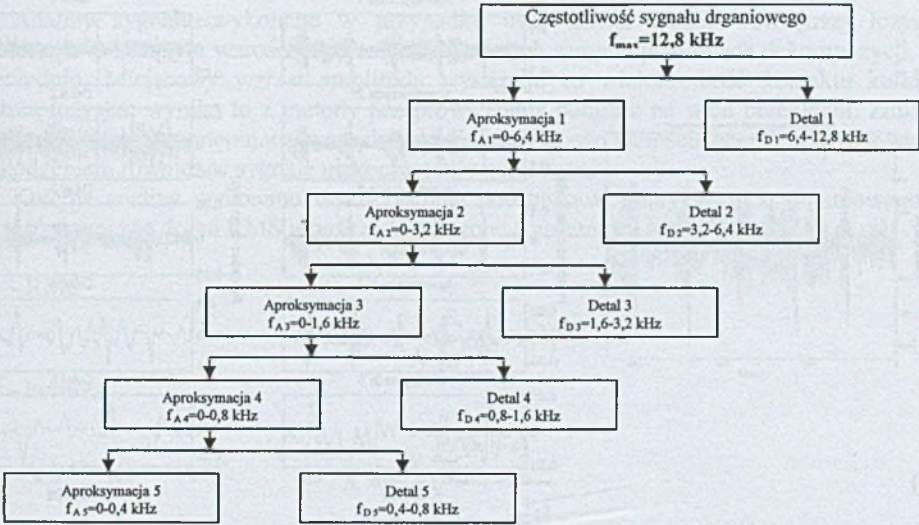
Pomiary wykonano przy częstotliwości obrotowej $f_{o2}=30$ Hz. Charakterystyczne częstotliwości odpowiadające pojawianiu się uszkodzeń, wynikające z zależności geometrycznych oraz częstotliwości obrotowej wału, wynosiły dla bieżni zewnętrznej 90,1 Hz, a dla bieżni wewnętrznej 130 Hz.

4. ANALIZA WYNIKÓW

Sygnał uszkodzenia łożyska generuje w widmie amplitudowym prądku o częstotliwościach odpowiadających występującemu uszkodzeniu – zbliżonych do obliczonych wg (4) i (5) - i ich harmonicznych, co wpływa na zmianę całego sygnału zarówno w dziedzinie czasu, jak i częstotliwości [8].

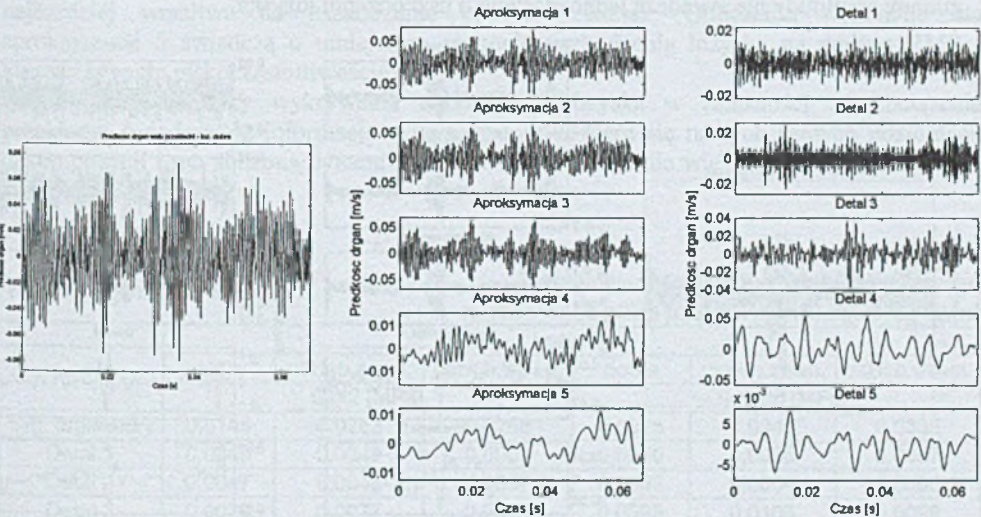
Na podstawie częstotliwości próbkowania przyjętej w pomiarach stanowiskowych (25,6 kHz) obliczono zgodnie z zasadą Nyquista maksymalną częstotliwość sygnału drganiowego, która wynosiła 12,8 kHz. Analizy sygnałów wykonano stosując falkę Meyera.

Zgodnie z przedstawioną w punkcie 2 zasadą filtracji sygnału przy użyciu dyskretnej transformaty falkowej w pierwszej części analizy wyników obliczono drzewo dekompozycji podziału sygnału na kolejne poziomy (rys.4), by przyporządkować zakresy dekompozycji odpowiadającym im zakresom częstotliwości.

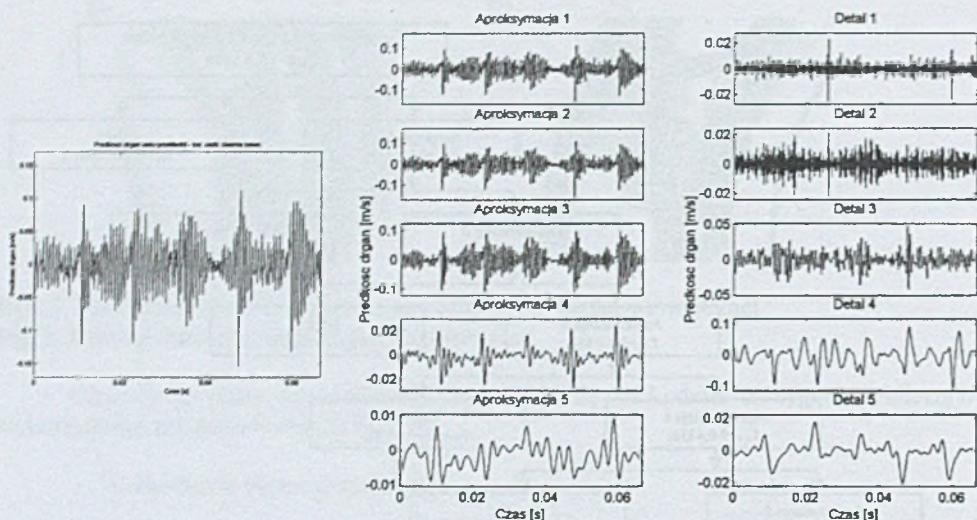


Rys.4. Podział sygnału na kolejne poziomy dekompozycji
Fig.4. Frequency bandwidth of wavelet decompositions

Na rysunkach 5-7 przedstawiono dekompozycje sygnałów drganiowych przekładni z łożyskiem nieuszkodzonym (rys.5), uszkodzoną bieżnią zewnętrzną (rys.6) oraz wewnętrzną (rys.7) łożyska w czasie odpowiadającym pełnemu okresowi współpracy zębniaka i koła. Przedstawiony na rys. 5 podział sygnału przekładni z dobrym łożyskiem nie wykazuje znaczącego wzrostu amplitudy prędkości drgań na żadnym poziomie dekompozycji.

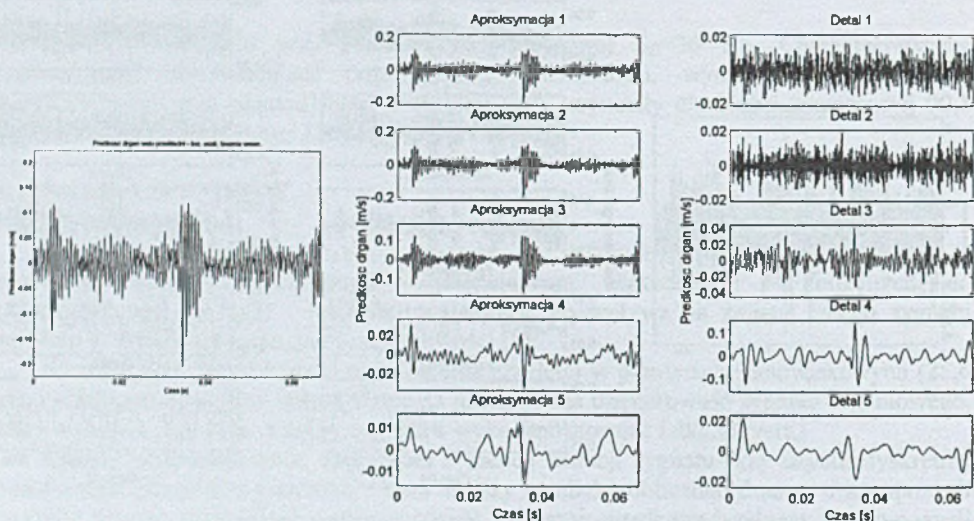


Rys.5. Dyskretna transformata falkowa przekładni z łożyskiem dobrym
Fig.5. The wavelet decomposition gear with the good bearing



Rys.6. Dyskretna transformata falkowa przekładni z uszkodzoną bieżnią zewnętrzną łożyska
Fig.6. The wavelet decomposition gear with the outer race defect bearing

Obliczenia wykonane dla przekładni pracującej, w której zamontowano łożysko z uszkodzeniem bieżni zewnętrznej, wskazały na znaczący wzrost amplitudy sygnału związany z chwilą przetwarzania się przez uszkodzone miejsce elementu tocznego. Największa zmiana amplitudy sygnału występuje dla detali 4 i 5, co świadczy, iż w przypadku tego typu uszkodzenia największy wzrost amplitudy sygnału występuje w zakresie od 0,4 do 1,6 kHz. Detali 1, 2 i 3 nie można powiązać z uszkodzeniem łożyska. W pozostałym sygnale - aproksymacji 5 – który zawiera informację z zakresu częstotliwości 0-400 Hz, występujące zmiany amplitudy nie świadczą jednoznacznie o uszkodzeniu łożyska.



Rys.7. Dyskretna transformata falkowa przekładni z uszkodzoną bieżnią wewnętrzną łożyska
Fig.7. The wavelet decomposition gear with the inner race defect bearing

Analizy sygnału wykonane w przypadku uszkodzenia bieżni wewnętrznej łożyska świadczą o znaczącym wzroście jego amplitudy na tych samych poziomach dekompozycji, co poprzednio. Miejscowy wzrost amplitudy występuje co wielokrotność kontaktu kulki z bieżnią łożyska; wynika to z metody przeprowadzania pomiaru na wale przekładni. Zmiana amplitudy sygnału występująca w aproksymacji 5 świadczy o wzroście energii spowodowanej uszkodzeniem również w sygnale niskoczęstotliwościowym.

Kolejne analizy wykonano wykorzystując podstawowe miary sygnału drganiowego – wartość skuteczną drgań RMS i kurtozę – obliczone z zależności (6) i (7):

- RMS

$$RMS = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (s_i - \bar{s})^2 \right]^{1/2} \quad (6)$$

- kurtoza

$$K = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (s_i - \bar{s})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (s_i - \bar{s})^2 \right]^2} \quad (7)$$

gdzie:

N – ilość próbek,

s_i – dyskretna wartość sygnału drganiowego,

$\bar{s}$ – wartość średnia sygnału drganiowego.

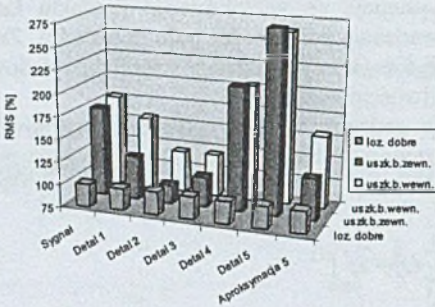
Wyniki obliczeń przedstawione w tabeli 1 i 2 dowodzą o wpływie uszkodzenia łożysk na zmianę wartości skutecznej prędkości drgań wału i kurtozy sygnału po dekompozycji. Największa dynamika zmian występuje dla detalu 4 i 5, przy czym detal 4 zawiera znaczącą część energii wywołanej drganiami. Wartość RMS i kurtozy określona dla detalu 5 jest najbardziej wrażliwa na uszkodzenie pierścieni łożysk. Obliczenia wykonane dla aproksymacji 5 świadczą o mniejszym wpływie uszkodzenia łożyska na zmianę RMS i kurtozy sygnału niskoczęstotliwościowego.

Wykonane analizy wykrywania uszkodzenia łożyska w zależności od obciążenia przekładni świadczą, iż informacja o uszkodzeniu zawiera się na tych samych poziomach dekompozycji i ma zbliżoną dynamikę (Rys.8 i 9) zarówno dla większego, jak i mniejszego obciążenia.

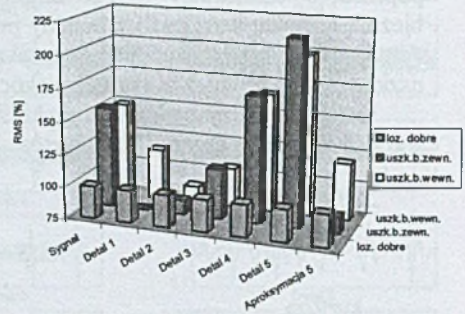
Tabela 1
Zmiana wartości RMS sygnału drganiowego
w zależności od stanu łożysk i obciążenia przekładni

	łożysko					
	dobrze	uszk.b.zewn.	uszk.b.wewn.	dobrze	uszk.b.zewn.	uszk.b.wewn.
	$Q_1=2$ [MPa]			$Q_2=3,85$ [MPa]		
Syg. drganiowy	0,0145	0,0253	0,0258	0,0225	0,0345	0,0335
Detal 1	0,0040	0,0049	0,0063	0,0050	0,0035	0,0057
Detal 2	0,0047	0,0044	0,0057	0,0063	0,0054	0,0055
Detal 3	0,0070	0,0077	0,0086	0,0093	0,0106	0,0098
Detal 4	0,0107	0,0226	0,0217	0,0183	0,0316	0,0306
Detal 5	0,0017	0,0047	0,0045	0,0026	0,0056	0,0052
Aproksymacja 5	0,0027	0,0033	0,0042	0,0039	0,0035	0,0047

a)



b)



Rys.8. Zmiany wartości RMS sygnału w [%] w zależności od stanu łożysk i obciążenia przekładni: a) obciążenie $Q_1=2$ MPa, b) obciążenie $Q_2=3,85$ MPa

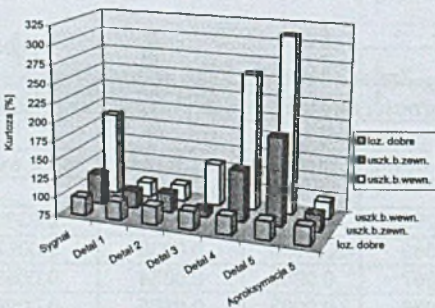
Fig.8. Change kurtosis signal values [%] in dependence of bearing damage and load gear
a) load $Q_1=2$ MPa, b) load $Q_2=3,85$ MPa

Tabela 2

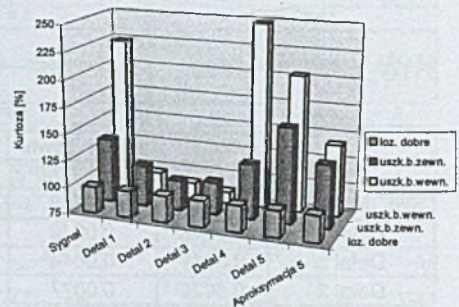
Zmiana wartości kurtozy sygnału drganiowego
w zależności od stanu łożysk i obciążenia przekładni

	Łożysko					
	dobrze	uszk.b.zewn.	uszk.b.wewn.	dobrze	uszk.b.zewn.	uszk.b.wewn.
	$Q_1=2$ [MPa]			$Q_2=3,85$ [MPa]		
Syg. drganiowy	3,88	4,50	7,21	3,03	4,12	6,78
Detal 1	3,27	3,20	3,10	3,08	3,50	2,98
Detal 2	3,43	3,45	3,33	3,38	3,48	3,06
Detal 3	5,67	4,80	7,46	3,81	4,03	3,26
Detal 4	2,93	4,21	7,54	2,99	3,79	7,42
Detal 5	2,59	4,99	8,06	3,54	5,82	7,20
Aproksymacja 5	3,30	3,23	3,23	2,33	3,12	3,31

a)



b)



Rys.9. Zmiany wartości kurtozy sygnału w [%] w zależności od stanu łożysk i obciążenia przekładni: a) obciążenie $Q_1=2$ MPa, b) obciążenie $Q_2=3,85$ MPa

Fig.9. Change kurtosis signal values [%] in dependence of bearing damage and load gear
a) load $Q_1=2$ MPa, b) load $Q_2=3,85$ MPa

5. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz wyników można stwierdzić że:

1. Zastosowanie komputerowej metody analizy sygnałów drganiowych opartej na dyskretnej analizie falkowej umożliwia wykrywanie uszkodzeń łożysk tocznych przekładni.
2. Wartość skuteczna i kurtoza sygnału drganiowego oraz wybranych poziomów jego dekompozycji zawiera informację o stanie łożysk przekładni zębatej.
3. Największą dynamiką wzrostu miar RMS i kurtozy wynikającą z uszkodzeń łożysk cechował się poziom dekompozycji 4 i 5 w zakresie od 0,4 – 1,6 kHz, który zawierał częstotliwość rezonansową wału [8].
4. Wyniki analiz wskazują na możliwość wykrywania uszkodzeń łożysk tylko na określonych poziomach dekompozycji, co wykorzystane zostanie w dalszych badaniach.

LITERATURA

1. Informacja produkcyjna SKF: Uszkodzenia łożysk i ich przyczyny. Copyright SKF, 2001.
2. Cempel Cz.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn. PWN, Warszawa 1989.
3. Łazarz B., Wojnar G., Figlus T.: Wykrywanie uszkodzeń łożysk w przekładni zębatej. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej s: Transport, z. 46, s. 47-54, Gliwice 2002.
4. Łazarz B., Wojnar G.: Modelowanie lokalnych uszkodzeń łożysk w przekładni zębatej do celów diagnostycznych. DIAG'2003.
5. Mallat S.: A theory for multiresolution signal decomposition: the wavelet representation. IEEE Transaction on pattern analysis and machine intelligence 1989; vol.11 s. 674-693.
6. Białasiewicz Jan T.: Falki i aproksymacje. WN – T, Warszawa 2000.
7. SKF: Poradnik obsługi technicznej łożysk. Copyright SKF, 1994.
8. Łazarz B., Wojnar G., Figlus T.: Identyfikacja tłumienia w łożyskach tocznych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej s: Transport, z. 48, s. 183-190, Gliwice 2003.
9. Batko W., Mikulski A.: Zastosowanie metod falkowych w systemach monitoringu wibroakustycznego łożyskowania urządzenia wyciągowego. DIAGNOSTYKA'26, s. 7-12.
10. Ho D., Randall R. B.: Optimisation of bearing diagnostic techniques using simulated and actual bearing fault signals. Mechanical Systems and Signal Processing (2000) 14(5), 763-788.
11. Tandon N., Choudhury A.: A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings. Tribology International 32 (1999) 469-480.
12. Li C.J., Li S.Y.: Acoustic emission analysis for bearing condition monitoring. Wear 185 (1995) 67-74.
13. Szucki T., Strzyżakowski Z.: Wpływ dokładności wykonania bieżni na wielkość naprężeń i sił występujących między bieżnią i częścią toczną w łożysku kulkowym zwykłym. Prace Instytutu Transportu Politechniki Warszawskiej nr 14, Warszawa 1977.

14. Kowalak J.: Wpływ obrotów wału na poziom drgań węzła łożyskowego. 3rd International Congress of Technical Diagnostics, Diagnostics'2004, September 6-9, 2004, Poznań, Poland. Diagnostyka vol. 30 tom 1, 2004, 297-300.

Recenzent: Prof. dr hab.inż. Zbigniew Dąbrowski

Praca wykonana w ramach BK – 231/RT2/2004.