

Walter BARTELMUS, Radosław ZIMROZ  
Politechnika Wrocławska

## MOŻLIWOŚCI DIAGNOSTYKI DRGANIOWEJ W OKREŚLANIU STANU PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

**Streszczenie.** W pracy omówiono możliwości diagnozowania stanu opartego na drganiach przekładni zębatych stosowanych w napędach przenośników taśmowych. Omówiono szeroko- i wąskopasmową analizę sygnałów diagnostycznych. Praca ilustruje użyteczny charakter szerokopasmowych pomiarów drgań służących do oceny stanu przekładni oraz możliwość zastosowania zaawansowanych technik przetwarzania do wspomaganie wnioskowania diagnostycznego i użycia wąskopasmowej analizy do precyzyjnej oceny stanu przekładni.

## GEARBOX CONDITIONS VIBRATION DIAGNOSTIC POSSIBILITIES

**Summary.** The paper deals with gearbox conditions vibration diagnostic possibilities, different methods are considered. Wide and narrow band signal analysis of gearbox diagnostic signal is given. The paper exemplifies the use of convenient wide band vibration measurements for gearbox evaluation and possibility of use advanced signal processing for support diagnostic inferring and use narrow band vibration analysis for more precise gearbox evaluation.

### 1. Sygnał wibroakustyczny (SW) jako nośnik informacji o stanie maszyny

Na podstawie sygnału drganiowego można wnioskować o stanie technicznym maszyny. Monitorowanie stanu, zastosowanie zaawansowanych technik przetwarzania sygnałów, komputerowe wspomaganie wnioskowania diagnostycznego [2, 3], wnioskowanie poparte modelowaniem zjawisk dynamicznych [6, 7, 8] – wszystkie te działania mają na celu określenie stanu technicznego przekładni, wykrycie i szacowanie uszkodzeń, ich monitorowanie (śledzenie rozwoju uszkodzenia) i w końcu podjęcie decyzji o wykluczeniu maszyny z dalszej eksploatacji w celu przeprowadzenia jej remontu, bądź też określenie terminu wystąpienia awarii (predykcja stanu). W niniejszej pracy opisano wibroakustyczne metody oceny stanu przekładni zębatych stosowanych w napędach przenośników taśmowych eksploatowanych w odkrywkowych kopalniach węgla brunatnego. W przekładniach zębatych głównym źródłem drgań są pary kół zębatych współpracujących ze sobą. Informacja o stanie przekładni jest zawarta w przebiegu siły międzyzębnej. W praktyce pomiarowej nie mierzy się jednak siły, lecz prędkości i/lub przyspieszenia drgań zbieranych z obudowy. Zatem przebieg siły

międzyzębnej jest zmodyfikowany poprzez tzw. funkcję przejścia, która jest wynikiem rezonansowych własności obudowy. Dodatkowo sygnał generowany w zazębieniu, a zbierany z obudowy jest zależny od sygnałów generowanych przez łożyska i wały.

## 2. Generowanie drgań w przekładni zębatej - źródła drgań w przekładni

Sygnał generowany przez zazębienie przekładni zębatej jest jednym z trudniejszych do interpretacji. Na sygnał generowany przez przekładnie zębate ma wpływ wiele czynników, które omówiono w pracach [1, 2] oraz [3], (rys. 1). Z punktu widzenia dynamiki przekładnie zębate są systemami, w których występują drgania:

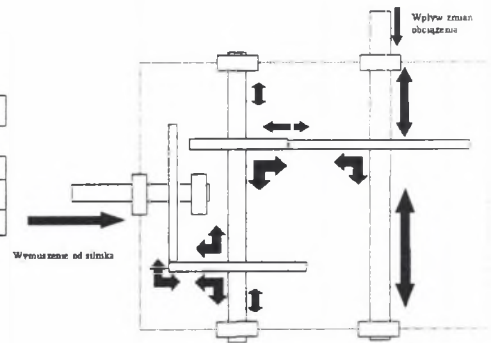
- nieliniowe,
- parametryczne,
- samowzbudne,
- wymuszone (np. niewyważenia i bicia),
- własne (wynikające z geometrii i zastosowanego materiału).

Każde z wymienionych rodzajów drgań „dodaje” do widma swoje składowe, przez co struktura częstotliwościowa widma jest złożona, a poszczególne składowe związane z konkretnymi własnościami fizycznymi obiektu są trudne do identyfikowania. Często zmiana jednego z czynników wpływających na widmo niejako „w tle” powoduje zmianę innych składowych, kojarzonych z czynnikami nie zmieniającymi w danym procesie (np. zmiana sztywności zęba nie powoduje zmian częstotliwości własnych obudowy ale generując impuls dodatkowo pobudza obudowę do drgań).



Rys.1. Podział czynników wpływających na sygnał wibroakustyczny

Fig.1. Division of factors influenced on vibration signal



Rys.2. Idea przenoszenia zakłóceń (uszkodzeń) w dwustopniowej przekładni zębatej

Fig.2. Damage transmission in two stage gearbox

Generalnie można powiedzieć, że źródłem drgań w przekładni są: koła zębate (zazębienie), łożyska, wały. Wystąpienie uszkodzenia na jednym z elementów (uszkodzenie łożyska, zmęczeniowe pęknięcie zęba, niewyważenie, zgięcie wału) powoduje „przeniesienie”

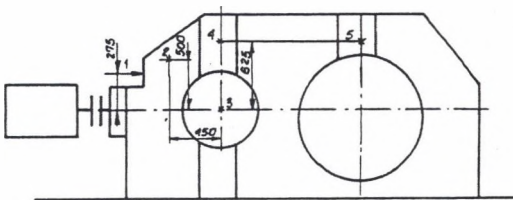
uszkodzenia na inne elementy (rys. 2) i generacje składowych częstotliwości nie związanych bezpośrednio z geometrią ani z warunkami eksploatacyjnymi układu (modulacja). Niektóre z częstości mogą być wzmacniane lub osłabiane poprzez rezonansowe własności obudowy.

### 3. Metody oceny stanu przekładni na podstawie sygnałów drganiowych

#### Metoda szerokopasmowa

Kompletny opis metody diagnostycznej stosowanej w ocenie stanu przekładni dwustopniowej znajduje się w pracach [1 i 2]. W niniejszym opracowaniu zostaną zaprezentowane tylko najważniejsze cechy tej metody.

Omawiana metoda jest dedykowana dla przekładni napędzanych silnikami elektrycznymi o prędkościach obrotowych z przedziału 750-1500 obr./min. Zakres ten obejmuje większość przekładni stosowanych w różnego typu maszynach i ciężkich urządzeniach przemysłowych. Jak wspomniano, jednym ze sposobów prezentacji sygnału drganiowego jest jego widmo. Ten sposób przedstawienia sygnału pozwala na wyróżnienie charakterystycznych częstotliwości i ich harmonicznym lub pasm częstotliwości, których intensywność jest dominująca. Źródła drgań w przekładniach zębatych można przypisać elementom takim, jak: wał szybkoobrotowy, pierwsze dwa stopnie przekładni, elementy łożysk tocznych. Widmo sygnału drganiowego przekładni zębatej można podzielić na trzy charakterystyczne podzakresy. Częstotliwość wału szybkoobrotowego (przy założeniu, że prędkość obrotowa pierwszego koła przekładni jest w zakresie wspomnianego wcześniej przedziału) i jego znaczące harmoniczne znajduje się w zakresie częstotliwości od 10 do 100 Hz. Drugi zakres związany z częstością zazębienia (częstościami zazębienia w przypadku przekładni wielostopniowych) i jej (ich) harmonicznymi dla dwóch pierwszych stopni zależy od ilości zębów i należy zwykle do przedziału 100–3500 Hz. Trzeci charakterystyczny zakres częstotliwości związany jest z generowaniem drgań przez uszkodzone elementy łożysk tocznych. Najczęściej poziomy drgań generowanych przez łożyska są niższe niż drgania zazębienia przekładni. Podczas realizacji pomiarów ważne jest określenie miejsca odbioru sygnału drganiowego (punktu pomiarowego). Na rysunku 1 pokazano schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych dla przekładni o mocy 1000 kW.



Rys.3. Punkty odbioru sygnału diagnostycznego

Fig.3. Diagnostic signal receiving points

Metoda weryfikacji doboru punktów odbioru sygnału drganiowego polega na porównaniu histogramów wartości pomiarowych. Histogramy te powinny mieć podobne rozkłady.

Zgodnie z pracą [1 i 2] do oceny stanu przekładni zaleca się wybrać następujące parametry:

- do oceny prawidłowości pracy szybkoobrotowego wału należy wykorzystać parametr  $v$  [mm/s] w zakresie częstotliwości 10-100 Hz,
- do oceny stanu zazębienia należy wykorzystać parametry:  $v$  [mm/s] i  $a$  [m/s<sup>2</sup>] określone w zakresie częstotliwości 100-3500 Hz,
- do oceny stanu łożysk tocznych w danym węźle łożyskowym należy wykorzystać parametr  $a$  [m/s<sup>2</sup>] w zakresie częstotliwości 3,5-10 [kHz].

Wartości parametrów (atrybutów) podzielono na klasy oznaczone: A, B, C, D. Na podstawie omawianej metody diagnostycznej oceniane są: stan wału szybkoobrotowego, stan zazębienia (pierwszy stopień) i stan łożysk na pierwszym i drugim wale. W przekładniach o dużej mocy, np. 630 kW, 1000 kW, ze względów diagnostycznych szczególnie interesujący jest pierwszy stopień ze względu na jego znacznie zwiększoną awaryjność w stosunku do stopnia drugiego. Stan wału wysokoobrotowego został sklasyfikowany na dwie grupy - A, B. Jeśli poziom wibracji jest wyższy niż dolny poziom klasy B, należy pojąć działania w celu wyeliminowania tej sytuacji, która najczęściej spowodowana jest nieprawidłowym ustawieniem silnika względem przekładni lub biciem sprzęgła.

Stan zazębienia przekładni opisano czterema klasami: A, B, C, D. Jeżeli poziom zmierzonych drgań odpowiada klasie B, zalecana jest tzw.: "ekonomiczna wymiana". Klasa C nakłada konieczność wymiany ze względów bezpieczeństwa. Jest to wymiana nieekonomiczna ze względu na duże koszty remontu przekładni. Dla przekładni znajdującej się w klasie D występuje duże niebezpieczeństwo uszkodzenia (awarii) i przekładnia nie nadaje się już do remontu, elementy współpracujące ze sobą wraz z obudową nie mogą zostać ponownie użyte. Stan łożysk określają klasy: A, B, C. Jeżeli poziom drgań odpowiada klasie B, zalecane jest profilaktyczne sprawdzenie po-prawności smarowania łożysk.

## Metoda wąskopasmowa

### Charakterystyczne częstotliwości wałów i zazębien

Częstotliwość obrotów wałów i częstości zazębien przekładni zębatej określa się z zależności podanych w tabeli 1.

Tabela 1

Wyznaczanie częstotliwości wałów i zazębien

Nazwa składowej	Teoria	Wartość [Hz]
$f_{01}$ częstotliwość wału pierwszego [Hz];	$f_{01}=n_1/60$	16,52
$f_{02}$ częstotliwość wału drugiego [Hz];	$f_{02}=n_2/60= n_1/(60*u_1)$	4,06
$f_{03}$ częstotliwość wału trzeciego (wyjściowego) [Hz];	$f_{03}=n_3/60= n_1/(60*u_1*u_2)$	1,29
$f_{z1}$ częstotliwość zazębienia pierwszego stopnia [Hz];	$f_z=n_1*z_1/60$	382
$f_{z1}$ częstotliwość zazębienia drugiego stopnia [Hz];	$f_z=n_2*z_2/60$	140

$n_1$  - prędkość wału pierwszego (napędzającego) [obr./min];

$n_2, n_3$  - prędkość odpowiednio: drugiego i trzeciego wału [obr./min];

$u_1, u_2$  - przełożenie odpowiednio: I stopnia i II stopnia przekładni zębatej

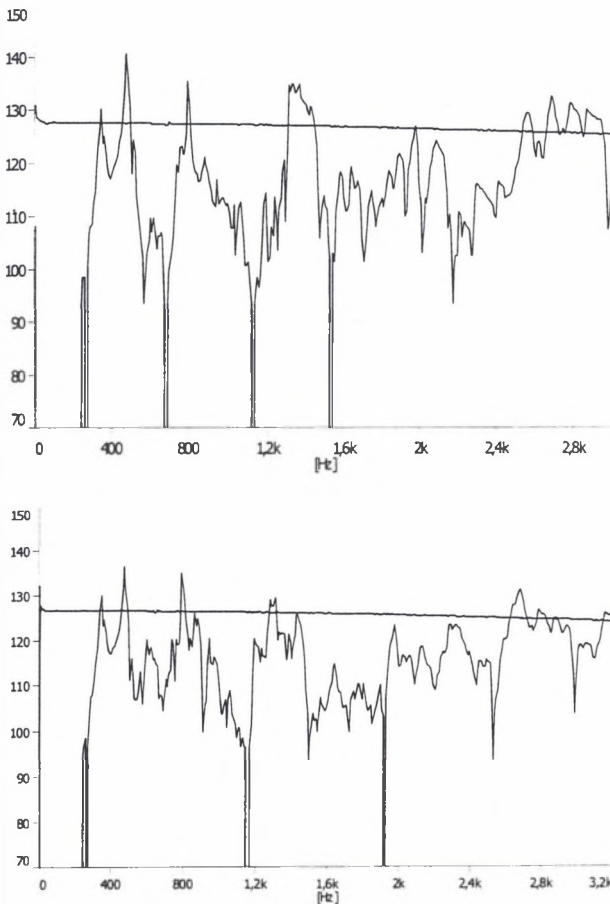
$z_1, z_2$  - liczba zębów koła 1;  $z_2$  - liczba zębów koła 2;



### Wpływ obudowy – analiza modalna korpusu

Jak już wspomniano, sygnał diagnostyczny zbierany z obudowy zawiera informacje o stanie zążeń i jest zmodyfikowany przez funkcje przejścia. Obudowę można traktować jako filtr, który pewne składowe wzmacnia (rezonanse obudowy), a pewne tłumi utrudniając w ten sposób wnioskowanie o stanie zążeń. Znajomość charakterystyki widmowej obudowy pozwala oszacować, które z częstotliwości o dużych poziomach są wynikiem pracy zążeń, a które są „wzmocnione” przez rezonans obudowy. Do znalezienia charakterystyki widmowej obudowy stosowana jest metoda teoretyczna oparta na MES lub metoda doświadczalna, tzw.: analiza modalna, polegająca na pobudzeniu do drgań w punkcie A impulsem siły o krótkim czasie trwania i zebraniu odpowiedzi impulsowej w punkcie B.

Na rysunku 4 przedstawiono wyniki pomiaru częstotliwości drgań własnych obudowy dla obiektu rzeczywistego. Odbiornik umieszczono w punkcie 4 (patrz rys. 3), a pobudzenie w punktach 2 i 5.

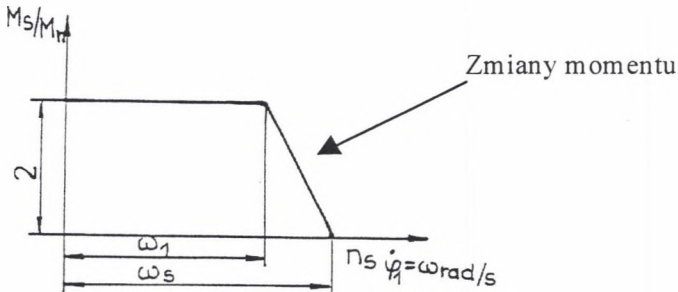


Rys.4. Charakterystyka częstotliwościowa obudowy: a) pobudzenie w punkcie 2 odbiór sygnału w punkcie 4; b) pobudzenie w punkcie 5 odbiór sygnału w punkcie 4

Fig.4. Frequency characteristic of housing a) excitation point 2, receiving point 4, b) excitation point 5, receiving point 4

### Wpływ zmian obciążenia i zmian prędkości obrotowej silnika

Losowe zmiany obciążenia w pracy przekładni w napędach przenośników taśmowych, będące wynikiem eksploatacji w trudnych warunkach, wpływają na pracę ząbienia oraz na zmianę prędkości obrotowej i wartości momentu. Niestabilność prędkości obrotowej silnika powoduje, że w widmie prężki ulegają przesunięciu względem siebie, co utrudnia ich interpretację i uniemożliwia stosowanie uśredniania.



Rys.5. Charakterystyka silnika elektrycznego w funkcji prędkości  $\omega_1$ ;  $M_s$  – moment silnika,  $M_n$  – nominalny moment silnika

Fig.5. Electric motor characteristic as function of rotation velocity  $\omega_1$ ;  $M_s$  – electric motor moment,  $M_n$  – rated electric motor moment

### Wpływ łożysk

Łożyska w dobrym stanie technicznym generują drgania o charakterze szumu szerokopasmowego o niskich poziomach. Łożysko toczne uszkodzone generuje sygnał o charakterze impulsu drgań o częstotliwościach zależnych od częstotliwości drgań własnych. Impulsy powtarzają się w zależności od częstotliwości obrotów wału, na którym obraca się łożysko i wielkości geometrycznych łożyska (patrz tabela 2).

Tabela 2  
Wyznaczanie częstości związanych z uszkodzeniami łożysk

Typ uszkodzenia	Teoria
Defekt bieżni zewnętrznej	$f = \frac{n}{2} * f_r * \left(1 - \frac{d}{D} * \cos \beta\right)$
Defekt bieżni wewnętrznej	$f = \frac{n}{2} * f_r * \left(1 + \frac{d}{D} * \cos \beta\right)$
Defekt jednego elementu tocznego	$f = \frac{D}{d} * f_r * \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 * \cos^2 \beta\right)$
Bicie, luzy koszyka	$f = \frac{1}{2} * f_r * \left(1 - \frac{d}{D} * \cos \beta\right)$

Oznaczenia i wyprowadzenia wzorów można znaleźć np. w [3].

### Zjawisko modulacji w wielostopniowej przekładni zębatej

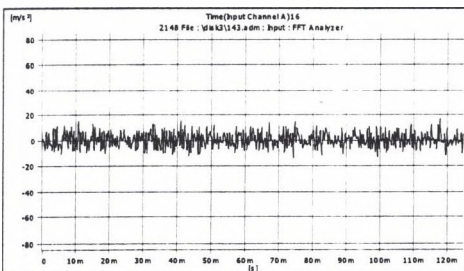
Zjawisko modulacji sygnałów w przekładniach jest spowodowane np.: okresową zmianą pracy ząbienia przez niewyważenie wału (modulacja amplitudy) bądź zaburzeniem wchodzenia zębów w przypór (modulacja fazowa). W warunkach rzeczywistych te dwa zjawiska zwykle występują jednocześnie (modulacja wieloparametrowa). Efektem modulacji jest wygenerowanie nowych składowych o częstotliwościach nie związanych bezpośrednio z warunkami eksploatacji (prędkość obrotowa), z geometrią układu (obudowa), okresowymi uszkodzeniami itp. Zwykle są to składowe o częstotliwościach:  $k \cdot f_{z1} \pm k \cdot f_{01}$ ,  $k \cdot f_{z1} \pm k \cdot f_{02}$ ,  $k \cdot f_{z2} \pm k \cdot f_{01}$ ,  $k \cdot f_{z2} \pm k \cdot f_{02}$ ,  $k \cdot f_{z1} \pm k \cdot f_{z2}$ , (mod. amplit). W przypadku modulacji wieloparametrowej prążki będące wynikiem modulacji fazowej pojawiają się również wokół częstotliwości powstałych w wyniku modulacji amplitudowej  $f_{z1} \pm f_{01}$ .

Zagadnienie to zostanie szerzej omówione w czasie prezentacji.

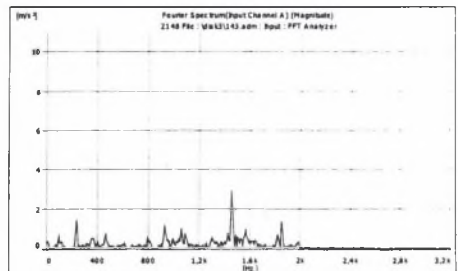
## 4. Wykorzystanie analizy wąskopasmowej do badania struktury widma sygnału przekładni zębatej

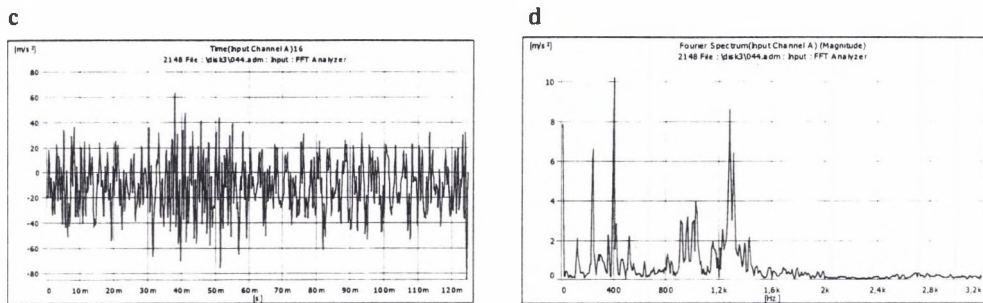
W celu porównania na rysunku 6 pokazano sygnały z dwóch obiektów znajdujących się w różnym stanie technicznym: na rysunku 6a przedstawiono sygnał diagnostyczny przyspieszeń drgań w postaci „czasowej” z przekładni w dobrym stanie technicznym, na rys. 6c natomiast przekładni w złym stanie technicznym, kwalifikującej się do remontu. Sygnały zmierzono w punkcie nr 6 (patrz rys.3). Jak już wcześniej wspomniano, sygnał diagnostyczny może być przedstawiony w postaci widma. Na rysunkach 6b i 6d pokazano widma sygnałów drganiowych prezentowanych na rysunkach 6a i 6c. Łatwo zauważyć różnicę w poziomach sygnałów diagnostycznych z rysunków 6a i 6c. Szczególnie widoczne są zmiany amplitud składowych ząbienia, interesujące jest również powstawanie w widmie dodatkowych składowych o dużych poziomach (rys. 6b i 6d – zagadnienie omówione na rys. 7c,d). Zjawisko to nosi nazwę modulacji i ma miejsce przy nie-prawidłowej pracy przekładni (np. nieprawidłowa praca wałów, ząbienia). Powstawanie nowych składowych w widmie jest trudne do interpretacji, gdyż nowe składowe nie są powiązane bezpośrednio ani z geometrią układu, ani z jego warunkami eksploatacyjnymi.

a



b





Rys.6. a) Sygnał czasowy przekładni w dobrym stanie technicznym, b) Widmo drgań przekładni w dobrym stanie technicznym, c) Sygnał czasowy przekładni w złym stanie technicznym, d) Widmo drgań przekładni w złym stanie technicznym

Fig.6. a) Time course of signal for gearbox in good condition, b) vibration spectrum of signal for gearbox in good condition, c) Time course of signal for gearbox in bad condition, d) vibration spectrum of signal for gearbox in bad condition

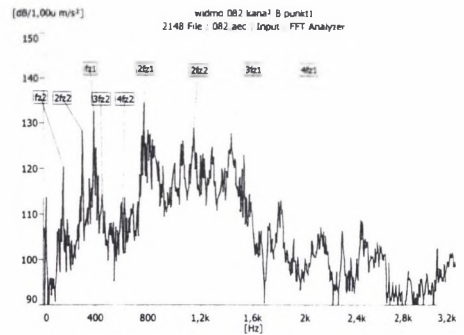
Na rysunku 7a przedstawiono wynik analizy widmowej sygnału diagnostycznego przekładni. Analizę zrealizowano w paśmie 0-12kHz. Tak jak wspomniano wcześniej, najbardziej interesujący, z diagnostycznego punktu widzenia, zakres częstotliwości to pasmo 0-3,5 kHz. Zakres ten zawiera informacje o stanie wałów i ząbów. Częstotliwości wyższe charakteryzują się niższą intensywnością. Prezentacja wyników w paśmie 0-3,5 kHz może posłużyć np. do identyfikacji częstotliwości ząbów i ich harmonicznych (rys. 7b).

Zawężanie analizowanego pasma pozwala na zwiększenie rozdzielczości analizy (mniejsze odległości między prążkami). Dzięki temu można wyodrębnić w widmie składowe o zbliżonych częstotliwościach, powstałe np. w wyniku modulacji (rys. 7c). Zawężanie pasma poddanego analizie poprzez zmniejszanie górnej częstotliwości granicznej jest dużym ograniczeniem. Aby przeprowadzić analizę o dużej rozdzielczości dla wybranego pasma ( $f_d - f_g$ ) o częstotliwości środkowej  $f_{sr}$  stosuje się tzw. zoom FFT.

Na rysunku 6d przedstawiono wynik takiej analizy dla pasma o częstotliwości środkowej  $f_{sr} = 800\text{Hz}$  i częstotliwościach granicznych ( $f_d = 600\text{Hz}$ ,  $f_g = 1000\text{Hz}$ ). Pozwala to zlokalizować składowe modulacji zachodzącej wokół drugiej harmonicznej pierwszego ząbienia ( $2 * f_{z2} = 764\text{Hz}$ ). Jednym z bardziej zaawansowanych narzędzi jest tzw. analiza cepstralna. Na rysunku 8 przedstawiono wynik analizy dla przekładni w złym stanie technicznym. Dwa pierwsze z oznaczonych prążków to częstości odpowiadające prędkościom obrotowym odpowiednio pierwszego i drugiego wału. Zastosowanie funkcji autokorelacji pozwala na określenie okresowych pobudzeń w sygnale drganiowym (np. pochodzących od wału wysokoobrotowego)

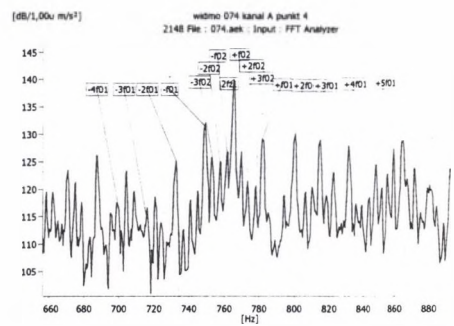
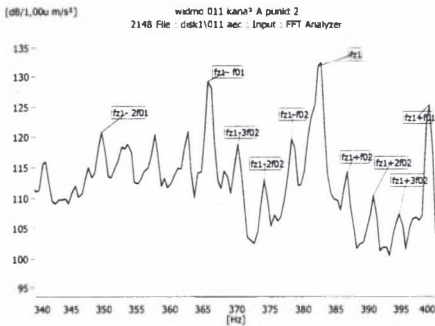
Zagadnienia zastosowania wąskopasmowej analizy widmowej do diagnostyki przekładni zębatych omówiono również w pracach [4, 5].





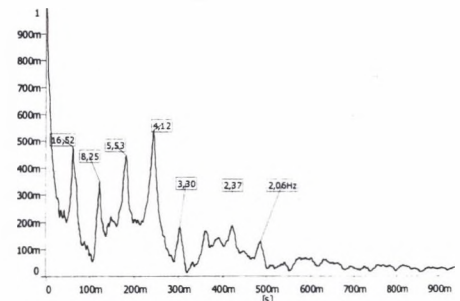
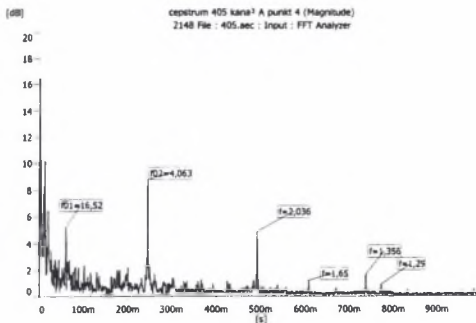
Rys.7. a) Analiza widmowa przekładni w zakresie częstotliwości 0-12kHz, b) Analiza widmowa przekładni: fz1.fz2 częstotliwości ząbzeń

Fig.7. a) Spectrum analysis of gearbox in frequency range: 0-12kHz. b) Spectrum analysis of gearbox: fz1.fz2 gearing frequency



Rys.7c.d). Identyfikacja składowych modulacyjnych przy użyciu analizy widmowej przekładni: fz1 – częstotliwości ząbzeń, f01 - częstotliwość wału pierwszego, f02 - częstotliwość wału drugiego

Fig.7c.d). Modulation component identification by using spectrum analysis of gearbox vibration: fz1 gearing frequency, f01 - first shaft frequency, f02 - second shaft frequency



Rys.8. Przykład zastosowania analizy cepstralnej w diagnozowaniu przekładni

Fig.8. Using of cepstrum analysis in gearbox diagnostics

Rys.9. Wykorzystanie autokorelacji do identyfikacji pobudeń – okresowych uszkodzeń

Fig.9. Using autocorrelation to finding periodical damage

## 5. Wnioski

Diagnostyka wibroakustyczna pozwala na wykrycie nieprawidłowej pracy bądź uszkodzeń w przekładni zębatej. Przez nieprawidłową pracę rozumieć należy zwiększenie aktywności wibroakustycznej przekładni spowodowane np.: biciem/niewyważeniem wałów, nieprawidłowym ustawieniem silnika względem przekładni, uszkodzeniem łożysk (uszkodzenie elementów tocnych, bieżni) czy przekładni (zmęczeniowe pęknięcie zęba). Wczesniejsze prace [6, 7, 8] potwierdzają możliwość wykrywania nie tylko uszkodzeń ale również zmiany stanu w wyniku eksploatacji (wzrost wartości błędu w ząbieniu)

W niniejszej pracy zidentyfikowano częstotliwości ząbień pierwszego, drugiego stopnia, częstotliwości wałów. Nie wykryto częstości związanych z uszkodzeniami łożysk. W badanych przekładniach stosowane są łożyska baryłkowe.

Zastosowanie wzorów do wyznaczania częstotliwości uszkodzeń łożysk zalecanych do łożysk kulkowych powoduje, że wyznaczone wartości mają charakter przybliżony. Wczesniejsze badania łożysk w przekładniach stosowanych w górnictwie odkrywkowym pokazują, że charakter zużywania się łożysk jest inny – nie występują w nich uszkodzenia, które można opisać za pomocą wzorów w tabeli 2, ale raczej występuje zużycie ściernie zwiększające luzy w łożysku, co wpływa na pracę ząbienia.

Na dokładność wyznaczenia wszystkich charakterystycznych częstotliwości ma wpływ stabilność pracy silnika (stała prędkość obrotowa).

Informacja o nieprawidłowej pracy wałów czy łożysk może być zawarta w sygnale generowanym przez te obiekty (częstotliwości obrotów wałów, uszkodzeń łożysk). Śledzenie amplitudy składowej o częstotliwości odpowiadającej obrotom wału 1 (albo ich harmonicznym) umożliwia wykrycie zmian w ustawieniu silnika względem przekładni powstałych na skutek poluzowania się mocowania silnika oraz powstałych w wyniku zużycia ściernego łożysk w przekładni i w silniku.

Najważniejsze z punktu widzenia eksploatacji są częstotliwości ząbień pierwszego i drugiego stopnia, przy czym ze względu na awaryjność ważniejszy jest pierwszy stopień. Analiza wąskopasmowa umożliwia śledzenie składowych dla obu stopni. Objawem nieprawidłowej pracy jest znaczne zwiększenie amplitud składowych związanych z ząbieniem oraz pojawianie się nowych składowych wokół harmonicznym ząbienia.

Zastosowanie metody szerokopasmowej pozwalało na przybliżoną ocenę stanu przekładni. W celu badania zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni zaleca się stosowanie metod wąskopasmowych, opartych na zaawansowanych metodach przetwarzania sygnałów. Takie podejście umożliwia precyzyjne określenie częstotliwości o zwiększonych poziomach oraz identyfikację przyczyn uszkodzeń. Możliwe jest także śledzenie ich rozwoju.

## LITERATURA

1. Bartelmus W.: Diagnostic of Bevel and Cylindrical Gears in Surface Mines. Proceedings of International Symposium on Continuous Surface Mining, Austin Texas, 1988
2. Bartelmus W.: Vibration Condition Monitoring of Gearboxes' Machine Vibration. 1: pp 178-189 Springer- Verlag London Limited, 1992
3. Bartelmus W.: Condition monitoring of mining machinery- open cast, (in Polish). Published by Śląsk. 1998
4. Gottschalk F.: Transmission diagnosis on belt drive gear at LAUBAG, Surface Mining, 52 (2000) Nr.1 pp. 27-31
5. Hornish H. J.: Diagnostic Tests on drives: Remaining serviceable life and Maintenance measures, Surface Mining, 52 (2000) Nr.1 pp. 33-36
6. Bartelmus W.: Diagnostic Symptoms of Unstability of Gear Systems Investigated by Computer Simulation . Proceedings COMODEM '96 University of Sheffield, 1996
7. Bartelmus W.: Transformation of gear inter teeth forces into acceleration and velocity. Conference Proceedings of The 7th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery Hawaii USA 1998 and International Journal of Rotating Machinery 1999, Vol.5. No.3 pp. 203-218
8. Bartelmus W.: Mathematical modelling of gearbox vibration for fault detection, Condition Monitoring & Diagnostic Engineering Management, Published by COMADEM International, U.K (in print)

Recenzent: Dr hab.inż. Aleksander Lutyński  
Profesor Politechniki Śląskiej

**Abstract**

The paper deals with gearbox conditions vibration diagnostic possibilities, different methods are considered. Wide and narrow band signal analysis of gearbox diagnostic signal is given. The paper exemplifies the use of convenient wide band vibration measurements for gearbox evaluation and possibility of use advanced signal processing for support diagnostic inferring and use narrow band vibration analysis for more precise gearbox evaluation. Division of factors influenced on vibration signal, ways of damage transmission in two stage gearbox, diagnostic signal receiving points are presented. Influence of frequency characteristic of housing for selected excitation and receiving points, change of electric motor moment and change of bearing condition on vibration signal is considered.