

*przekładnia planetarna, zmienność obciążenia,  
diagnostyka, modulacja, demodulacja,  
czynniki konstrukcyjne, czynniki eksploatacyjne*

Walter BARTELMUS\*, Radosław ZIMROZ\*

## **METODA DIAGNOSTYKI PRZEKŁADNI PLANETARNEJ**

W pracy przedstawiono metodę diagnostyki technicznej przekładni planetarnej z nieruchomym wieńcem zębatym o uzębieniu wewnętrznym. Przekładnie planetarne stanowią pierwsze stopnie wielosilnikowego układu napędowego koła czerpakowego koparki kołowej. W pracy zaproponowano metodę diagnostyki przekładni planetarnej wychodząc z analizy czynników wpływających na postać sygnału diagnostycznego. Wykazano, że przy doborze procedury diagnostycznej należy brać pod uwagę czynniki konstrukcyjne, eksploatacyjne oraz zmianę stanu technicznego przekładni

### **1. WPROWADZENIE**

Problemy diagnostyki przekładni planetarnych są przedmiotem wielu publikacji, których przegląd przedstawiono w [1]. W pracy tej przedstawiono różne techniki diagnozy a całość dyskusji jest skierowana głównie na wykrywanie uszkodzenia krytycznego jakim jest pęknięcie u podstawy zęba. W przedstawianej pracy rozszerzono zakres rozpatrywanych zagadnień. Przyjęto, że podstawą opracowania metody diagnostycznej jest analiza czynników wpływających na postać sygnału diagnostycznego, którą wcześniej wykorzystano przy opracowaniu metody diagnostycznej przekładni walcowych i stożkowych [2, 3, 4, 5, 6]. Jak wynika z tych prac czynniki wpływające na postać sygnału diagnostycznego można podzielić na konstrukcyjne, technologiczne, eksploatacyjne, zmiana stanu obiektu (przekładni zębatej) Nawiązując do prac [7, 8, 9], jako punkt wyjścia do opracowania metody diagnostyki stanu przekładni planetarnej przyjęto analizę czynników eksploatacyjnych jakim jest losowo zmienne obciążenie (LZO). LZO jest identyfikowane na podstawie sygnału przyspieszeń. Otrzymany sygnał nie jest przebiegiem siły lecz odpowiednim sygnałem przyspieszenia, który jest proporcjonalny do LZO. Procedura identyfikacji

---

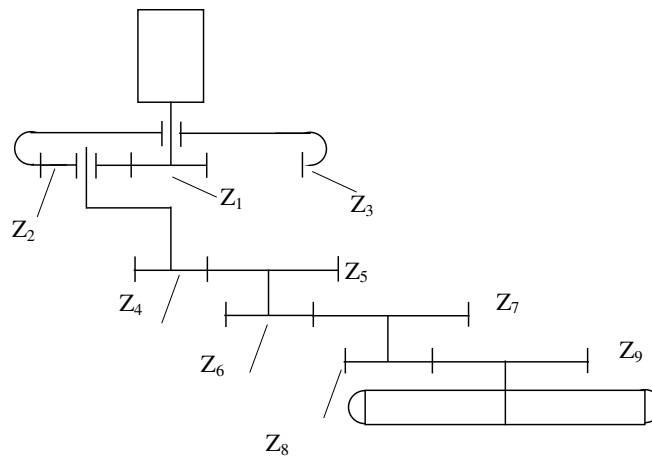
\* Instytut Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, pl. Teatralny 2, 50-051 Wrocław

LZO jest związana z filtracją, obwiednią sygnału, i częstotliwościową analizą sygnału.

Pierwszy krok identyfikacji jest filtracją pierwotnego sygnału filtrem pasmowym o częstotliwości środkowej filtru odpowiadającej pierwszej harmonicznej zazębienia. Do weryfikacji proponowanej metody diagnostycznej wybrano dwie przekładnie, jedną – przed podjęciem decyzji wymiany przekładni ze względu na nieodpowiedni stan techniczny, drugą – przekładnię nową umieszczoną w miejscu przekładni wymienionej. Tak więc otrzymano możliwość porównania dwóch przekładni znajdujących się w dwóch krańcowo różnych stanach technicznych. Wyniki wcześniej wykonanych pomiarów wskazywały, że przekładnie w różnych stanach mają różną podatność na zmiany obciążenia. Uzyskany wynik wykorzystano w przedstawianej metodzie diagnostycznej przekładni planetarnej (PP). Przeprowadzono również diagnozę stanu dwu pozostałych PP które wchodzi w skład układu napędowego.

## 2. OPIS OBIEKTU

Rys. 1 przedstawia schemat części układu napędowego koła czerpakowego koparki kołowej z przekładnią planetarną.



Rys. 1. Schemat części układu napędowego koła czerpakowego koparki kołowej z przekładnią planetarną;

z1 – koło słoneczne, z2 – koło planetarne, z3 – koło ze stałym pierścieniem zębatym

o uzębieniu wewnętrznym, z4– z9 – koła trzech stopni przekładni walcowych

Fig. 1. Part of driving system for bucket wheel with planetary gearbox;

gears: z1 – sun, z2 – planet, z3 – standstill rim, z4–z9 – three stage cylindrical gearbox

W układzie napędowym koła czerpakowego znajdują się trzy podukłady składające się z kół z1 do z8, które napędzają koło z9. Przedmiotem diagnostycznej oceny stanu są wszystkie trzy przekładnie planetarne znajdujące się w układzie. W okresie prowadzenia badań jedna z przekładni została wymieniona, tak więc poddano ocenie diagnostycznej cztery przekładnie planetarne, w tym jedną wymienioną przekładnię, której stan techniczny stanowi odniesienie, względem którego wyciągano wnioski o stanie pozostałych przekładni zębatach. Wymiany jednej z przekładni dokonano na postawie subiektywnej oceny stanu PP dokonanej przez inspektora. Zastosowano tutaj subiektywną ocenę w miejsce oceny na podstawie pomiarów diagnostycznych komercyjnym systemem diagnostycznym, który nie spełniał swojego zadania generując fałszywe alarmy. Jak wspomniano podstawą metody diagnostycznej jest analiza czynników wpływających na postać sygnału diagnostycznego. Na podstawie czynników konstrukcyjnych można znaleźć częstotliwości charakterystyczne pracy elementów PP, dla diagnozowanych przekładni przedstawiono je w pracy [7]. Na podstawie prac [7] i [8] wyciągnięto wnioski odnośnie metody diagnostycznej PP i że do jej realizacji konieczna jest znajomość częstotliwości wynikających z pracy jarzma i częstotliwości pracy czerpaków. Częstotliwości te można wyznaczyć z następujących zależności

$$f_a = \frac{n_1 z_1}{60(z_1 + z_3)} = \frac{950 \cdot 39}{60(39 + 93)} = 4,67 \text{ Hz} \quad (1)$$

$$f_c = \frac{l_c}{T_k} = \frac{11}{20} = 0,55 \text{ Hz} \quad (2)$$

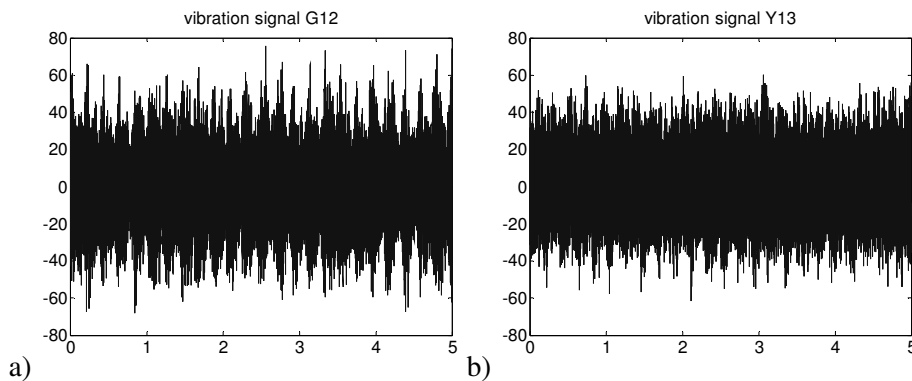
$$f_{12} = f_{23} = \frac{n_1 z_1 z_3}{60(z_1 + z_3)} = \frac{950 \cdot 39 \cdot 93}{60(39 + 93)} = 435,067 \text{ Hz} \quad (3)$$

gdzie:

- $f_a$  – częstotliwość obrotów jarzma [Hz],
- $f_c$  – częstotliwość pracy czerpaków [Hz],
- $l_c$  – liczba czerpaków,
- $T_k$  – okres obrotu koła czerpakowego [s],
- $f_{12}=f_{23}$  – częstotliwość zazębienia PP [Hz].

### 3. METODA DIAGNOSTYKI

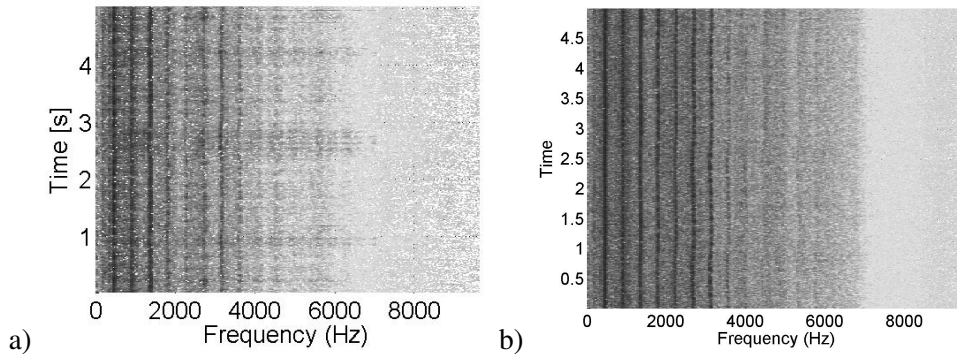
Wprowadzające zagadnienia do diagnostyki rozpatrywanej PP przedstawiono w pracy [9]. Wykorzystując rezultaty prac przedstawionych w pracach [6, 7, 8, 9] przeprowadzono porównanie analiz sygnałów pochodzących od dwóch PP; jednej przed podjęciem decyzji o wymianie i drugiej nowej, zamontowanej w miejsce wymienionej.



Rys. 2. Przebieg sygnału przyspieszenia [ $\text{m/s}^2$ ], jako funkcja czasu w [s];

a) z przekładni przed wymianą, b) z przekładni nowej po wymianie

Fig. 2. Vibration (acceleration) signal from a) gearbox before replacement b) new gearbox



Rys. 3. Spektrogramy: czas [s] – częstotliwość w [kHz];

a) z przekładni przed wymianą, b) z przekładni nowej po wymianie

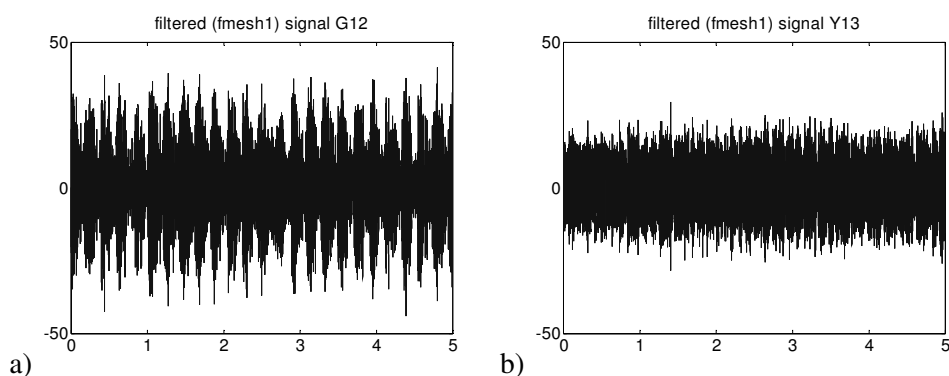
Fig. 3. Time frequency representations (spectrograms) of vibration signal from:

a) gearbox before replacement, b) new gearbox

Rys. 2 i 3 przedstawiają przebiegi czasowe i spektrogramy czas-częstotliwość dla przekładni znajdujących się dwu różnych krańcowych stanach technicznych (przed wymianą i nowa PP). Z przedstawionych na rysunkach sygnałów przebiegów czasowych i spektrogramach widoczne są różnice w sygnałach. Postępując zgodnie z procedurą identyfikacyjną LZO [6, 7] sygnały są filtrowane wokół pierwszej

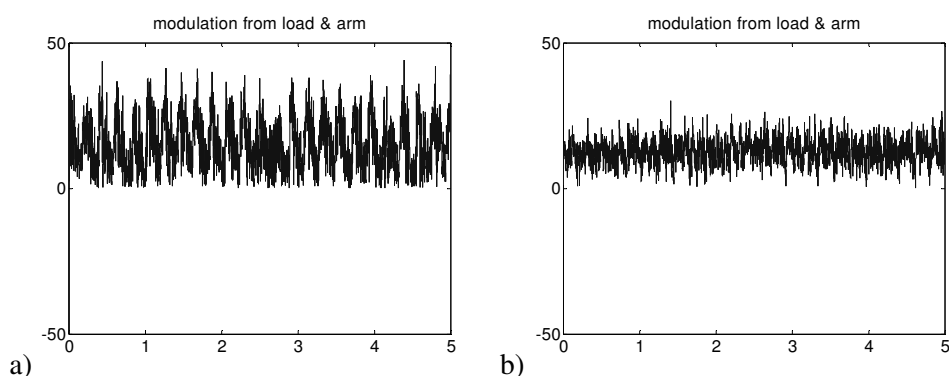
harmonicznego ząbienia wynik filtracji jest przedstawiony jako przebiegi czasowe, na rysunku 4a widoczna jest głęboka modulacja amplitudowa. Następnym krokiem jest znalezienie obwiedni sygnałów (rys. 5).

Rysunek 6 pokazuje składowe częstotliwości obrotów jarzma  $f_a = 4,67$  Hz (1). Losowo zmieniające się obciążenie jest powiązane z okresem urabiania czerpaków, który wynosi 1,8 s której odpowiada częstotliwość urabiania czerpaków 0,55 Hz (2). Tak więc na kształt obwiedni wpłynęły dwie przyczyny pochodzące z dwóch źródeł LZO i nieprawidłowa praca jarzma. Następnym krokiem identyfikacji LZO jest rozdzielanie tych dwóch źródeł drgań. Rysunek 7 pokazuje rozdzielanie tych sygnałów – sygnał oznaczony na czerwono odpowiada widmu zmian obciążenia, a kolor niebieski pokazuje widmo odpowiadające pracy jarzma



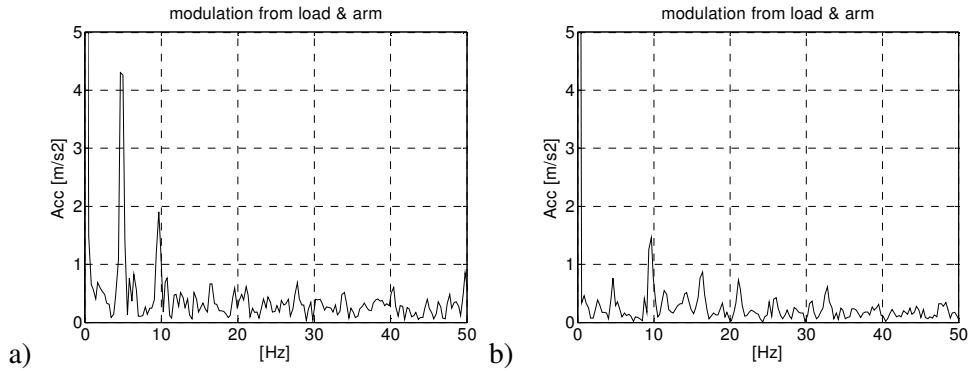
Rys. 4. Przebiegi czasowe [s] sygnałów filtrowanych wokół pierwszej harmoniczej:  
a) z przekładni przed wymianą, b) z przekładni nowej po wymianie

Fig. 4. Vibration signal after band-pass filtering around 1<sup>st</sup> mesh harmonic from:  
a) gearbox before replacement, b) new gearbox

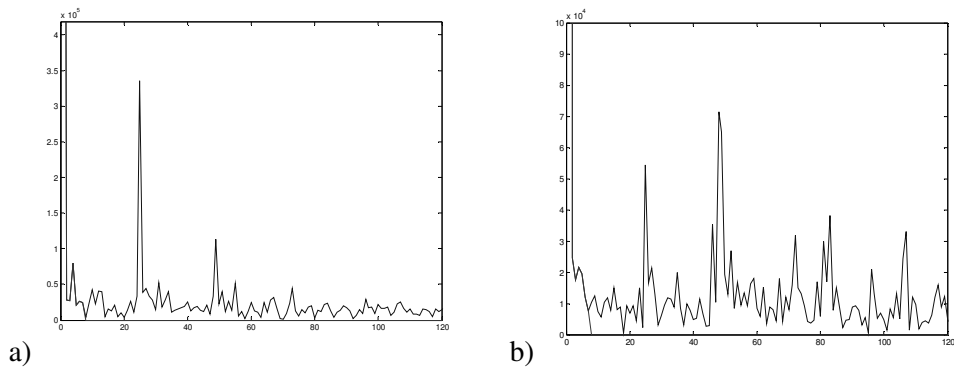


Rys. 5. Obwiednie sygnałów z przebiegów czasowych przedstawionych na rys. 4:  
a) z przekładni przed wymianą, b) z przekładni nowej po wymianie

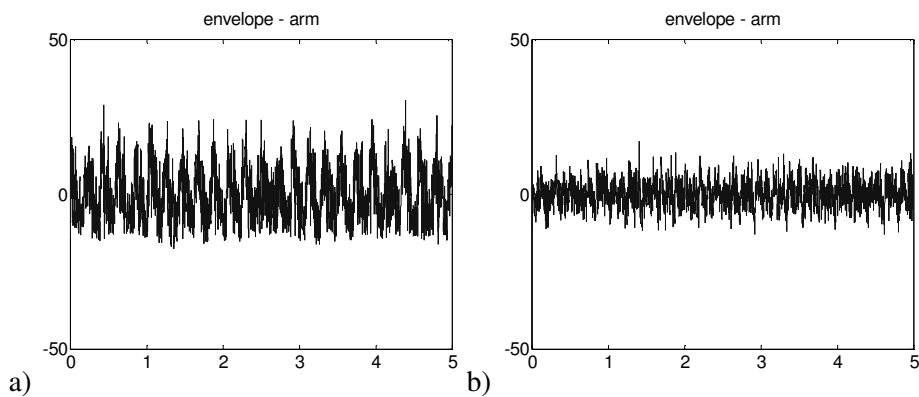
Fig. 5. Envelope signals form vibration signal from:  
a) gearbox before replacement, b) new gearbox



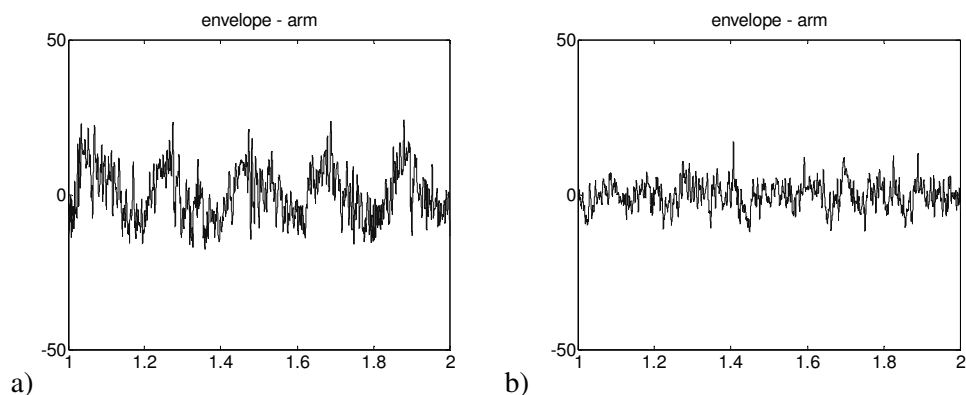
Rys. 6. Widma obwiedni sygnałów: a) z przekładni przed wymianą, b) z przekładni nowej po wymianie  
 Fig. 6. Envelope spectra of vibration (acceleration) signal from:  
 a) gearbox before replacement, b) new gearbox



Rys. 7. Podział zakresu widma od LZO i jarzma przekładni planetarnej  
 Fig. 7. Spectrum source separation from load and arm

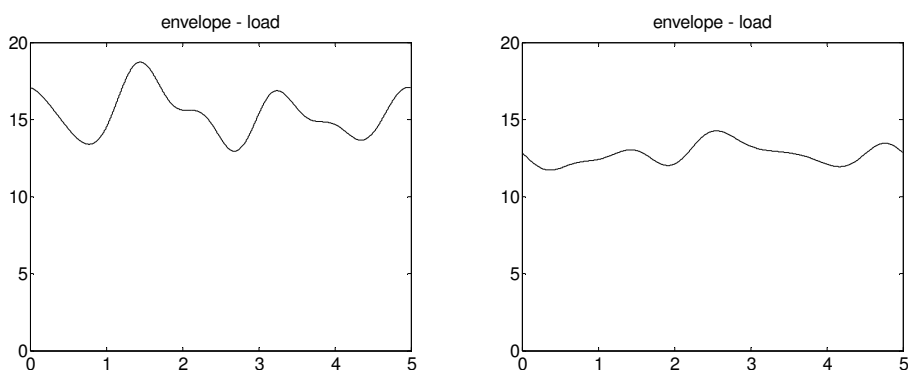


Rys. 8. Obwiednie sygnału pochodzącego od jarzma przekładni: a) z przekładni przed wymianą,  
 b) z przekładni nowej po wymianie  
 Fig. 8. Part of envelope signals related to arm signal from: a) gearbox before replacement, b) new gearbox



Rys. 9. Dwusekundowe przebiegi sygnału obwiedni pochodzące od sygnału odpowiadającego LZO:  
a) z przekładni przed wymianą, b) z przekładni nowej po wymianie

Fig 9. Two seconds zoomed arm signal envelopes after load signal separation:  
a) signal from gearbox before replacement, b) signal from replaced gearbox



Rys. 10. Obwiednie sygnału, które są proporcjonalne do LZO:

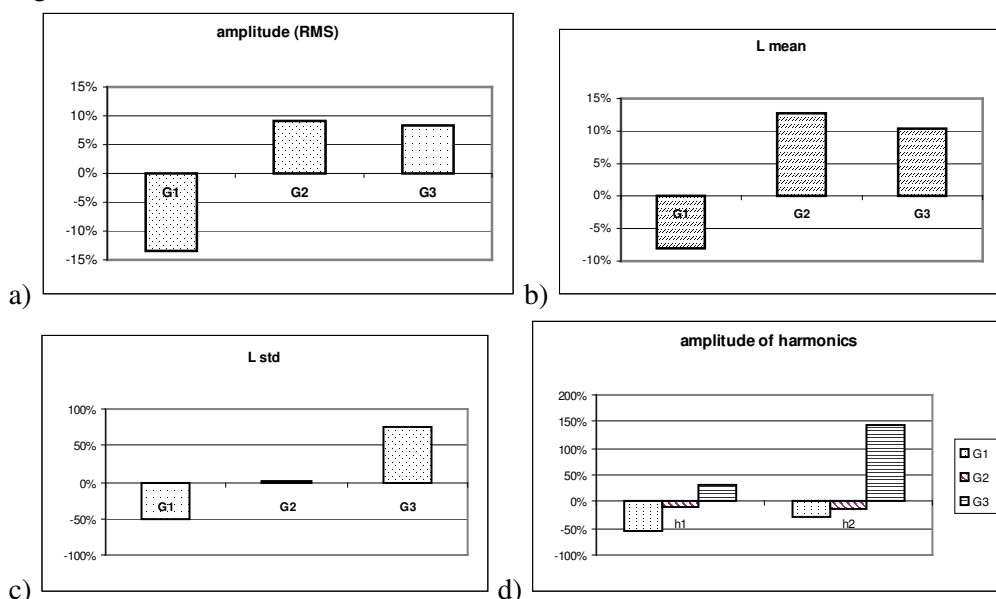
a) z przekładni przed wymianą, b) z przekładni nowej po wymianie

Fig. 10. Envelope signal that is in proportion to LZO from: a) gearbox before replacement. b) new gearbox

Rysunki 2–10 przedstawiają dokładny przebieg analizy dla dwóch przekładni planetarnych znajdujących się w dwóch skrajnych stanach: przekładnia przed oddaniem do remontu i przekładnia nowa. Można zauważyć większą podatność na LZO dla przekładni skierowanej do remontu w stosunku do przekładni nowej. Dla przekładni nowej oznaczonej G1 widoczne jest pewna podatność na zmiany obciążenia Rys.10b, co może być spowodowane czynnikiem konstrukcyjnym, jakim jest zmienna sztywność zazębienia. Ta własność jest w szczególności zauważalna dla kół zębatych o zębach prostych, które zastosowano w diagnozowanej przekładni planetarnej.

Poza rozpatrywanymi powyżej przypadkami przeprowadzono również analizę diagnostyczną dla dwu pozostałych PP, wchodzących w skład układu napędowego.

Jako miary stanu przekładni zębatach przyjęto podatność na zmienność obciążenia wyrażoną wartością średnią zmienności i odchyleniem standardowym LZO określonego na podstawie sygnału przyspieszeń drgań, co oznacza, jak już wspomniano, że sygnał LZO jest proporcjonalny do estymat wartości przyspieszeń drgań.

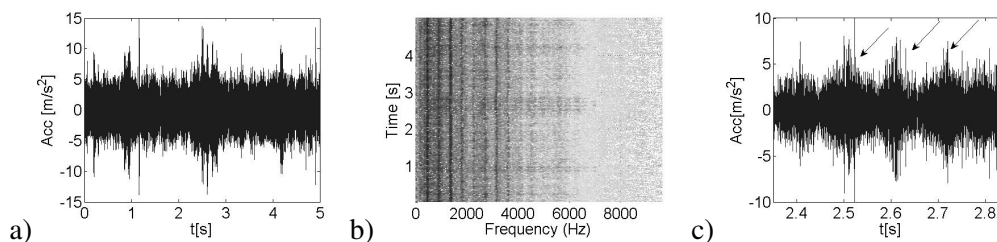


Rys. 11. Względne wartości zmian stanu: a) zmiana wartości skutecznej RMS, b) wartości średnie LZO określone na podstawie drgań, c) odchylenie standardowe LZO określone na podstawie drgań, d) zmiana amplitudy pierwszej harmonicznej (h1) i drugiej harmonicznej (h2) częstotliwości obrotów ramienia jarzma  
 Fig 11 Relatively values of change of condition: a) change of RMS value, b) averaged LZO obtained, basing on vibration signal, c) standard deviation of LZO, d) change of amplitudes of 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> harmonics of arm frequency

Poza wspomnianą miarą podatności na obciążenie, która jest miarą stanu przekładni planetarnej, jeszcze dwie miary są rozpatrywane – to jest wartość skuteczna sygnału odfiltrowanego wokół pierwszej harmonicznej  $f_{12} \pm 0,5f_{12}$  (3) i amplituda pierwszej oraz drugiej harmonicznej częstotliwości obrotów ramienia (1). Dla oceny stanu przekładni są rozpatrywane względne wartości określone na podstawie przyrostów lub spadków w porównaniu z pomiarami wejściowymi. Rozpatrywane względne wartości są przedstawione na rysunku 11. Na rysunku rozpatrywane trzy przekładnie są oznaczone jako G1, G2 i G3, które tworzą część układu napędowego koła czerpakowego. Sygnały są odbierane z trzech przekładni planetarnych przed wymianą jednej z przekładni ze względu na nieodpowiedni stan techniczny przekładni G1 oraz po jakimś okresie po wymianie przekładni G1. Decyzja o wymianie została podjęta na podstawie subiektywnej oceny, a nie na podstawie



pomiarów otrzymywanych z komercyjnego systemu diagnostycznego zainstalowanego w układzie napędowym, ponieważ system nie spełniał swoich zadań. Jak można zauważyć dla przekładni planetarnej (PP) G1 pasmowa wartość skuteczna RMS spadła o około 14% (rys. 11a) dla PP oznaczonej G2 i G3 wartość skuteczna wzrosła odpowiednio o 9% i 8%. Tendencję spadkową zauważono dla wartości średniej LZO dla PP G1 i wzrost tego parametru dla PP G2 i G3 (rys. 11b). Najważniejszym dla podatności na obciążenie jest odchylenie standardowe LZO. Na rys. 11 można zauważyć 50% spadek dla przekładni nowej G1 w stosunku do przekładni wymienionej. Istotną miarą stanu PP są amplitudy związane z częstotliwością obrotu jarzma (1) przedstawione na rys. 11d. Na podstawie przedstawionej dyskusji można dojść do wniosku, że do diagnostycznej oceny należy wykorzystać wartość odchylenia standardowego zmienności obciążenia (rys. 11c – wartości zmian średnich, rys. 11b wraz z wartościami wartości skutecznych z rys. 11a.) Poza tym należy brać pod uwagę amplitudy składowych drgań związanych z obrotem jarzma (rys. 11d). Należy również zwrócić uwagę na poziome linie z okresem odpowiadającym okresowi obrotu jarzma  $T_a=0,21s$ , gdy analizuje się spektrogram (rys. 3a). Przedstawione dwa rysunki a i b pokazują bardzo wyraźnie rozróżnienie między stanami przekładni zębatych. Przeprowadzono również dalszą analizę sygnałów której punktem wyjścia jest rysunek 3.

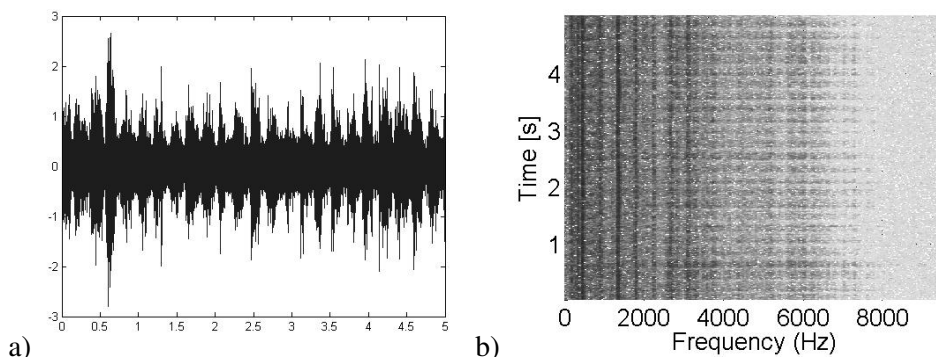


Rys. 12. a) przebieg czasowy sygnału dla PP G1 przed wymianą przekładni,

b) czasowo-częstotliwościowy spektrogram c) wybrany odcinek czasowy przebiegu sygnału

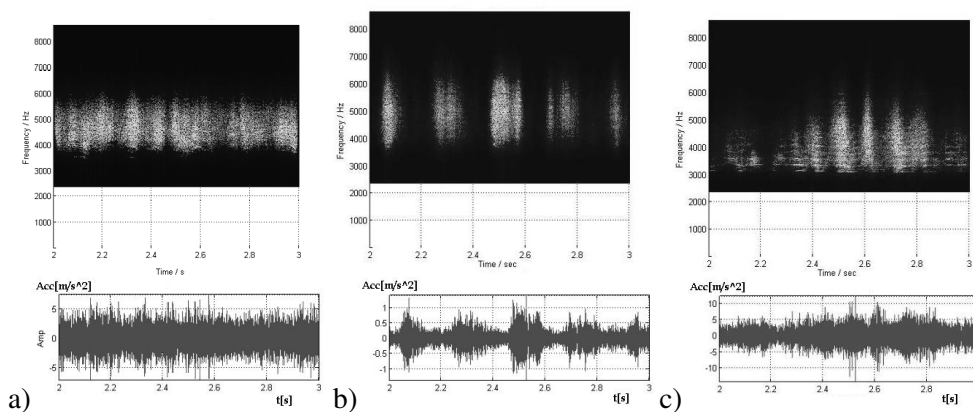
Fig. 12. a) vibration signal for planetary gear G1 before replacement, b) spectrogram of signal from 12a, c) part of spectrogram (zoom) from 12b

Rys. 12 przedstawia sygnały dla PP G1 przed jej wymianą. Przeciętne czas między perturbacjami 0,21s odpowiadają okresowi obrotów ramienia PP. Podobny wynik uzyskano dla PP G3, który przedstawiony jest na rysunku 13, gdzie pokazano przebieg czasowy oraz spektrogram czas-częstotliwość. W tym przypadku okres wywołany nieprawidłową pracą jarzma odpowiada połowie okresu obrotu jarzma, co odpowiada z kolei drugiej harmonicznej częstotliwości obrotu jarzma. Bardzo istotne jest również zauważenie różnic w spektrogramach przedstawionych na rys. 12b i 13b. Na rys. 12b widoczne są również grupy linii poziomych powtarzające się z okresem odpowiadającym pracy czerpaków  $T_c=1,8s$ , co jest wynikiem występowania dużej podatności przekładni na zmienne obciążenie.



Rys. 13. a) przebieg czasowy sygnału, b) spektrogram czas-częstotliwość dla PP G3  
 Fig. 13. a) vibration signal for planetary gear G3, b) spectrogram of signal from 13a

Dla analizy sygnału wykorzystano również dystrybucję Wignera-Ville'a dla oceny czasu między perturbacjami pochodzącymi od obrotów jarzma (rys. 14).



Rys. 14. Dystrybucje Wignera-Ville'a dla oceny stanu pracy jarzma: a) prawidłowa praca jarzma, b) występowanie perturbacji przy nieprawidłowej pracy jarzma z okresem odpowiadającym częstotliwości obrotów jarzma dla PP G1 przed wymianą, c) występowanie perturbacji przy nieprawidłowej pracy jarzma z okresem odpowiadającym podwójnej częstotliwości obrotów jarzma 2 fa dla PP G3

Fig. 14. Wigner-Ville distribution for arm condition assessment:

- a) good condition of arm, b) improper work of arm – first harmonic of arm frequency – gearbox G1,  
 c) improper work of arm – second harmonic of arm frequency – gearbox G3

Na zakończenie powinno się rozpatrzyć scenariusz zmiany stanu PP. Dla przekładni stożkowych i walcowych w warunkach kopalni odkrywkowej scenariusz zmiany stanu przedstawiono w [11] na podstawie [2, 3, 4, 5, 6]. Rozpatrując czynniki wpływające na proces zmiany stanu przekładni planetarnej należy mieć na uwadze wpływ środowiska kopalni jak to jest podkreślane w [2] i [11]. Wpływ środowiska kopalni przejawia się przedostawaniem się drobnych zanieczyszczeń do oleju smarującego przekładnię. Zanieczyszczenia te powodują zużycie ścierne łożysk

tocznych i zazębienia. Szczególnie ważne jest branie pod uwagę zużycia ściernego łożysk tocznych, powodującego zwiększenie luzu w łożyskach tocznych, co ma wpływ na zmianę wzajemnego oddziaływania elementów PP, co objawia się perturbacyjną pracą jarzma, co widoczne jest na rysunkach 3a, 12b,c i 13a,b. Innym przejawem przyrostu luzu w łożyskach tocznych jest zwiększona podatność na LZO (porównaj rys. 10a,b). Graniczne warunki stanu PP pokazuje spektrogram (rys. 3a) i LZO przedstawione na rysunku 10a z 50% zwiększeniem odchylenia standardowego zmian obciążenia w porównaniu z rysunkiem 10b dla przekładni nowej. Należy wziąć również pod uwagę (rys. 12b) powtarzające się grupy linii poziomych z okresem odpowiadającym pracy czerpaka, co jest wyrazem zaawansowanej niekorzystnej zmiany stanu PP. W ten sposób otrzymano obiektywne parametry zmiany stanu PP w miejsce subiektywnej oceny, którą zastosowano w miejsce komercyjnego systemu generującego fałszywe alarmy.

#### 4. WNIOSKI

Przedstawiona metoda diagnostyczna PP jest nowym podejściem do tego zagadnienia nie rozpatrywanym wcześniej w literaturze. Uzyskane wyniki pomiarów dotyczące LZO są różne od sugerowanych w literaturze [12, 13, 14, 15]. Można stwierdzić identyfikacja LZO jest kluczowym zagadnieniem związanym z oceną diagnostyczną stanu PP. Założono, że odpowiednia analiza przyczyn mających wpływ na sygnał drganiowy łącznie z odpowiednią analizą sygnałów doprowadzi do wyboru kryteriów oceny stanu PP używanych w układach napędowych kół czerpakowych koparek kołowych. Spodziewano się, że taki czynnik konstrukcyjny, jak podatność zazębienia kół zębatych o zębach prostych, używanych w rozpatrywanej PP spowoduje modulację amplitudy sygnału zazębienia pod wpływem LZO. Stwierdzono, że dla PP znajdującej się w odpowiednim stanie technicznym sygnał drgań PP odbierany z obudowy przekładni jest modulowany LZO. Przebieg zmienności obciążenia uzyskany drogą demodulacji przedstawiony jest na rysunku 10b. Stwierdzono również, że dla przekładni znajdującej się w nieodpowiednim stanie technicznym następuje zwiększona podatność na LZO, tak jak pokazuje to rysunek 10a. Można następnie stwierdzić, że dla nieprawidłowo pracującej PP powstają perturbacje związane z obrotem ramienia PP co powoduje charakterystyczny sygnał drganiowy (rys. 3a, 12b i 13b), otrzymany poprzez STFT i przedstawiony w formie spektrogramów czas-częstotliwość. W pracy wykazano, że są dwie niskoczęstotliwościowe dominujące przyczyny, które mają wpływ na modulacje sygnału które pochodzą z LZO, która wynika z natury procesu urabiania kołem czerpakowym i z obrotów jarzma. W odpowiednim stanie technicznym PP można się spodziewać niskoamplitudowej, sinusoidalnie zmieniającej się modulacji z częstotliwością obrotów jarzma (1). W przypadku nieodpowiedniej pracy jarzma

występują okresowe perturbacje z okresem obrotów jarzma lub z okresem odpowiadającym drugiej harmonicznej obrotów jarzma. Sugerowany w literaturze sposób zmiany stanu PP, polegający na wystąpieniu uszkodzenia lokalnego w łożysku tocznym lub pęknięcia zęba u jego podstawy, nie wystąpił w badanych przypadkach. Sugerowana metoda diagnostycznej oceny przekładni planetarnej jest ograniczona do techniki demodulacji i rozdziału głównych przyczyn zmiany stanu PP, spowodowanych zwiększoną podatnością na LZO i oceny perturbacyjnej pracy jarzma przedstawionej spektrogramem czasowo-częstotliwościowym. Można podsumować, że zaproponowano w tym rozdziale metodę diagnostyki, która może być użyta zamiast dotychczasowej subiektywnej metody używanej obecnie, ponieważ stosowany komercyjny system nie spełnia swoich zadań. Zaproponowana obiektywna metoda jest zupełnie różna od metody komercyjnej. Należy podkreślić, że celem subiektywnej metody oceny stanu PP było uniknięcie sytuacji, w której następuje całkowite zniszczenie PP. Używając komercyjnego systemu diagnostycznego dla zapobiegania całkowitemu zniszczeniu PP zapobiegawczego celu nie osiągnięto, przy jednoczesnym generowaniu sygnałów awaryjnych. Proponowana procedura powinna zapewnić prawidłową oceną stanu i nie doprowadzać do niejednoznacznych ocen diagnostycznych. Autorzy metody spodziewają się, że uszkodzenia lokalne można będzie wykrywać używając pasmowej filtracji sygnału w odpowiednim paśmie wraz z spektrogramem czas-częstotliwość. W praktyce zmian stanu w rozpatrywanych eksploatacji PP, uszkodzenia lokalne poprzedzające stan katastrofalny nie wystąpiły lecz zanotowano zawansowane awarie spowodowane przedłużoną pracą przekładni w warunkach perturbacyjnej pracy jarzma.

Praca naukowa finansowana ze środków Komitetu Badań Naukowych w latach 2005–2008 jako projekt badawczy

#### LITERATURA

- [1] SAMUEL P. D., PINES D. J., *A review of vibration-based techniques for helicopter transmission diagnostics*. Journal of Sound and Vibration 282/2005, 475–508.
- [2] BARTELMUS W., *Vibration condition monitoring of gearboxes*. Machine Vibration 1/1992, 178–189.
- [3] BARTELMUS W., *Diagnostyka Maszyn Górniczych* [w:] Górnictwo Odkrywkowe, Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1998.
- [4] BARTELMUS W., *Mathematical Modelling and Computer Simulations as an Aid to Gearbox Diagnostics*, Mechanical Systems and Signal Processing 15/2001, 855–871.
- [5] BARTELMUS W., *Computer-aided multistage gearbox diagnostic inference by computer simulation*, Scientific Papers of the Institute of Mining of Wrocław University of Technology. No. 100, 2002.

- [6] BARTELMUS W., *Gearbox vibration condition monitoring state of art. and new trends*, International Conference on Condition Monitoring, Kings College, Cambridge, UK, 18–21 July 2005, 25–32.
- [7] BARTELMUS W., ZIMROZ.R., *Influence of random varying load to vibration generated by planetary gearbox driving bucked wheel in excavators*, International Conference on COMADEM, Lulea, Sweden June 2006.
- [8] BARTELMUS W., ZIMROZ.R., *Bucket wheel variability identification on vibration analysis*, Proceedings of the International Symposium Mine Planning and Equipment Selection, Torino, Italy, 20–22 September 2006, 71–76 .
- [9] BARTELMUS W., ZIMROZ R., HRYNISZYN S., *Identyfikacja warunków eksploatacyjnych na potrzeby diagnostyki przekładni planetarnej do napędu koła czerpakowego*, Referaty XXXIII Ogólnopolskiego Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 6–11. 03. 2006.
- [10] BARTELMUS W., ZIMROZ.R., *Planetary gearbox vibration signal analysis for condition monitoring*, Proceeding of 18th International Congress, 31 August–2 September 2005, Cranfield, UK, 499–507.
- [11] BARTELMUS W., *High power gearbox diagnostics solutions and problems*, Proceedings of II International Congress of Technical Diagnostics, Warsaw 2000.
- [12] BAYDAR N., BALL A., *Detection of gear deterioration under varying load conditions by using the instantaneous power spectrum*, Mechanical Systems and Signal Processing 14/2000, 907–921.
- [13] ZHAN Y., MAKIS Y., JARDINE A.K.S., *Adaptive State Detection Of Gearboxes Under Varying Load Conditions Based On Parametric Modelling*, Mechanical Systems And Signal Processing 20/2004, 188–221.
- [14] STANDER C. J., HEYNS P. S., SCHOOMBIE W., *Using Vibration Monitoring For Local Fault Detection on Gears Operating Under Fluctuating Load Conditions*, Mechanical Systems And Signal Processing 16/2002, 1005–1024.
- [15] STANDER C.J., HEYNS P.S., *Instantaneous Angular Speed Monitoring Of Gearboxes Under Non-Cyclic Stationary Load Conditions*, Mechanical Systems And Signal Processing 19/2005, 817–835.

## PLANETARY GEARBOX CONDITION MONITORING

In paper is given planetary gearbox condition monitoring that has a standstill ring. Planetary gearboxes are first stages of the multi-motor drive of the bucked wheel drive of an excavator. In the paper is proposed the planetary gearbox condition monitoring method which is developed from factors having influence on the diagnostic signal. It is given the prove that for the diagnostic procedure choice should taken design, operation and change of condition factors.