

Andrzej **WILK**
Bogusław **ŁAZARZ**
Henryk **MADEJ**

WYKORZYSTANIE SYGNAŁU DRGANIOWEGO KORPUSU DO DIAGNOZOWANIA PRZEKŁADNI OBIEGOWYCH

Streszczenie: W przekładni obiegowej występuje znacznie więcej źródeł drgań niż w przekładni zwykłej. Jest to spowodowane cyklicznym przemieszczaniem się stref zazębienia względem obudowy i przetwornika umieszczonego na niej. Częstotliwości wymuszeń zależą od schematu kinematycznego przekładni. W przekładni obiegowej częstotliwości zazębienia i jej harmoniczne modulowane są częstotliwościami obrotowymi wałów tak jak w przekładni zwykłej. W przypadku wystąpienia uszkodzenia pojawiają się dodatkowe modulacje częstotliwością związaną z uszkodzeniem. W trakcie badań stwierdzono przydatność do celów diagnostycznych wąskopasmowej analizy częstotliwościowej oraz analizy widma obwiedni. Metody te pozwalają skutecznie wykrywać uszkodzenia przekładni obiegowych.

1. WPROWADZENIE

Diagnostyka przemysłowych przekładni obiegowych dużych mocy jest utrudniona ze względu na złożoną strukturę widma drgań korpusu przekładni w porównaniu z przekładnią zwykłą. W pracy przedstawiono uproszczony model strukturalny widma drgań przekładni obiegowej. Zamieszczono także wyniki analizy wąskopasmowej oraz analizy obwiedni i cepstrum sygnału drganiowego. Wyniki tych analiz posłużyły do wykrycia uszkodzenia jednego z elementów przekładni w procesie wnioskowania diagnostycznego.

2. MODEL STRUKTURALNY WIDMA DRGAŃ PRZEKŁADNI OBIEGOWEJ

Pracy przekładni zębatej zawsze towarzyszą zjawiska wibroakustyczne. Głównymi źródłami drgań są: zazębienie oraz łożyska. W widmie drgań pary kół zębatych idealnej przekładni dominują częstotliwości zazębienia (f_z) i jej harmoniczne.

$$x(t) = \sum_{i=1}^N X_i \cos(2\pi i f_z t + \varphi_i) \quad (1)$$

gdzie:

- f_z – częstotliwość zazębienia,
- i – harmoniczna częstotliwości zazębienia (1, 2, 3, ...),
- X_i – amplituda drgań odpowiedniej harmonicznej częstotliwości zazębienia,
- φ_i – faza początkowa.

Lokalne uszkodzenie kół przekładni, takie jak częściowe wyłamanie lub pęknięcie zęba, wywołuje modulacje amplitudową i fazową sygnału zazębienia [1,2,4]. Sygnał wibroakustyczny generowany przez przekładnię, zmodulowany amplitudowo w szczególnym przypadku przyjmuje postać:

$$y(t) = \sum_{i=1}^N X_i \cos(2\pi i f_z t + \varphi_i) \cdot [1 + M \cos(2\pi f_m t + \gamma)] \quad (2)$$

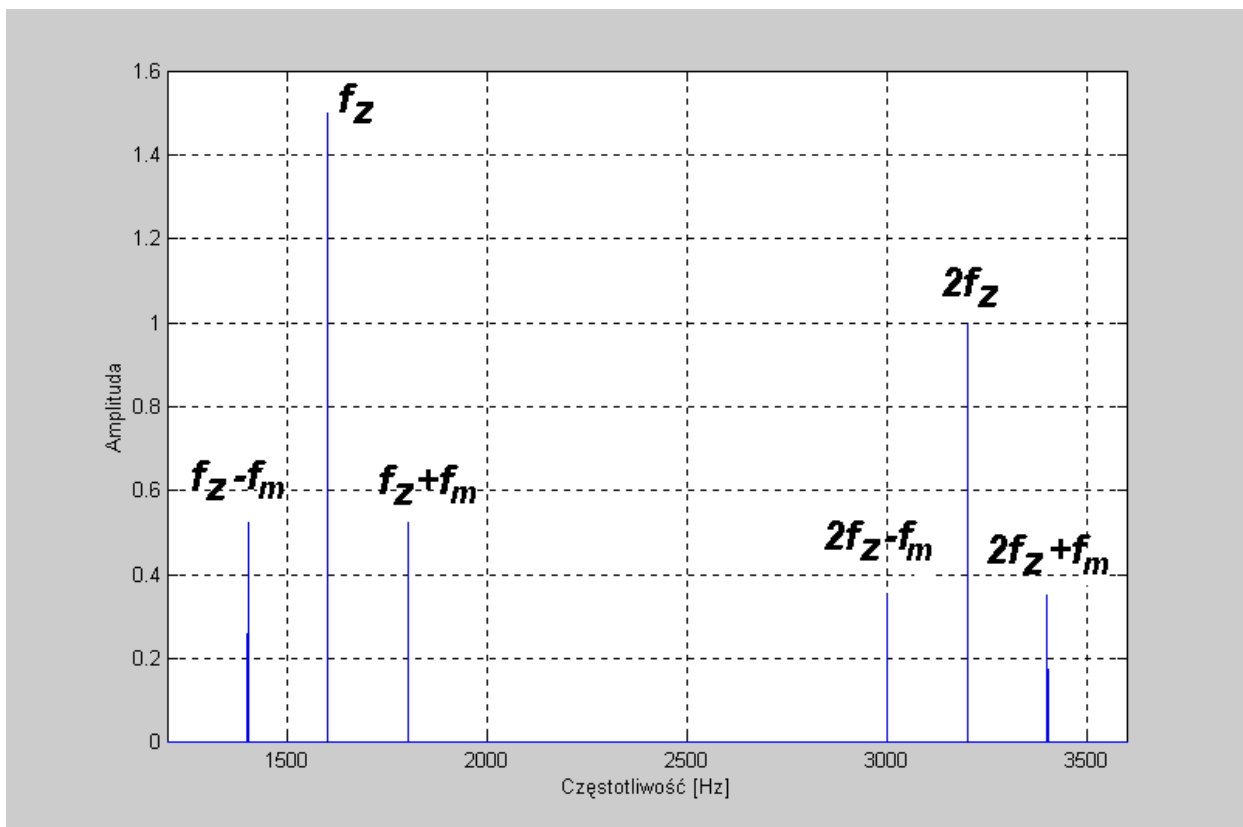
gdzie:

- M – głębokość modulacji,
- f_z – częstotliwość nośna (częstotliwość zazębienia),
- f_m – częstotliwość funkcji modulującej,
- γ, φ_i – odpowiednie fazy początkowe.

Modulacja amplitudowa i fazowa sygnału zazębienia wywołuje pojawienie się wstęg bocznych:

$$i f_z \pm k f_m, \quad (3)$$

co przedstawiono na rys. 1. Na rysunku tym pokazano widmo zmodulowanego harmonicznie sygnału zazębienia, zgodnie z zależnością 2 przy założeniu: $i=2, M=0,5$.



Rys. 1. Widmo sygnału zazębienia zmodulowanego częstotliwością f_1 .

W przekładni planetarnej występuje dodatkowe źródło modulacji sygnału spowodowane tym, że strefa zazębienia przesuwana się cyklicznie względem nieruchomego przetwornika piezoelektrycznego, umieszczonego na korpusie przekładni. W przypadku występowania drgań poprzecznych przekładni obiegowej, sygnał wyjściowy zostaje dodatkowo zmodulowany amplitudowo częstotliwością (f_0) przemieszczania się źródła wymuszeń w przestrzeni, w stosunku do punktu pomiarowego.

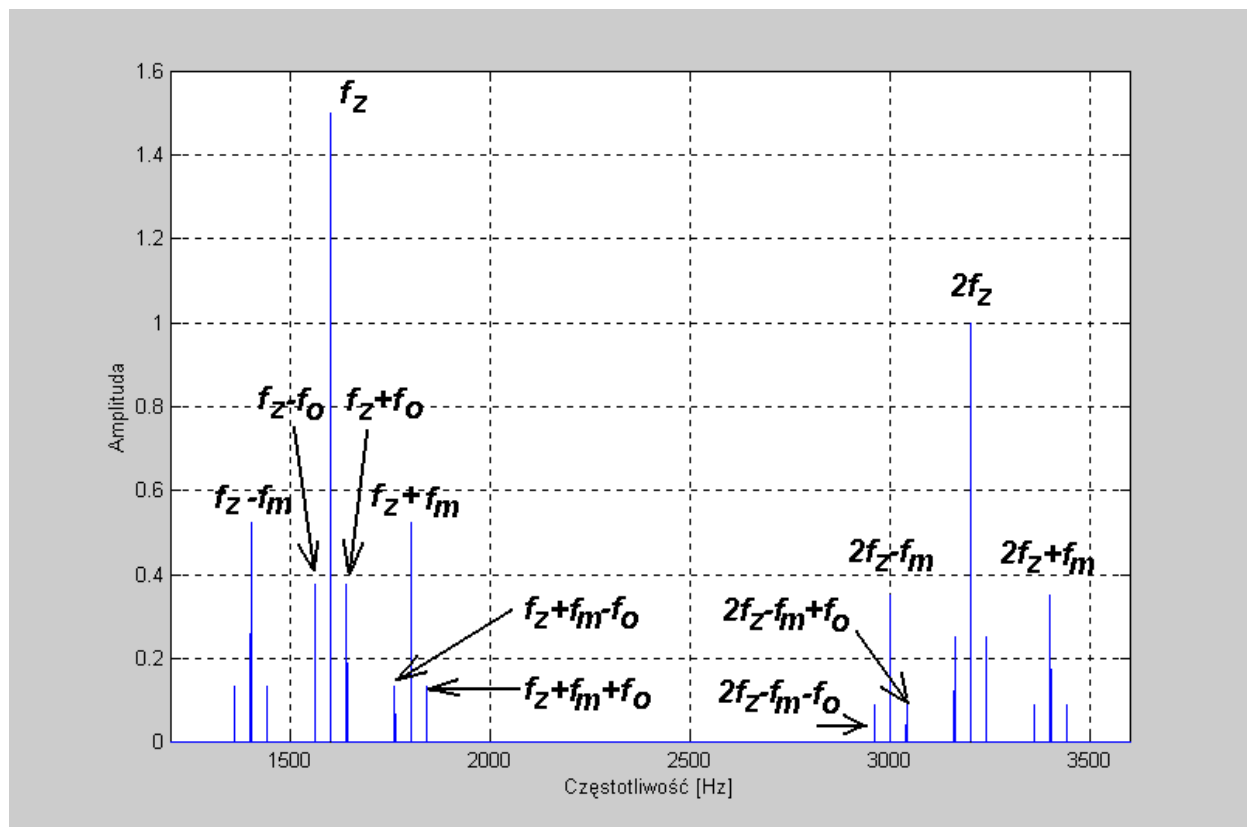
$$y_p(t) = \sum_{i=1}^N \{Y_i [1 + M \cos(2\pi f_m t + \gamma)] \cos(2\pi i f_z t + \varphi_i)\} \cdot [1 + M_1 \cos(2\pi f_o t + \varphi_{1m})] \quad (4)$$

W wyniku tego w widmie sygnału drganiowego w przypadku lokalnego uszkodzenia kół występują wstęgi boczne:

$$i f_z \pm k f_m \pm l f_o, \quad (5)$$

co ilustruje rys. 2.

Zjawisko to komplikuje proces diagnozowania stanu technicznego przekładni obiegowych na podstawie analizy widmowej procesu wibroakustycznego.



Rys. 2. Uprozczone widmo drgań przekładni obiegowej.

Modulacje sygnału drganiowego przekładni obiegowych mogą pochodzić z różnych źródeł wymuszeń o częstotliwościach:

- związanych z obrotami poszczególnych wałów przekładni obiegowej,
- związanych z wchodzeniem w zazębienie między innymi uszkodzonych zębów poszczególnych kół tej przekładni.

Wyznaczenie tych charakterystycznych częstotliwości jest możliwe na podstawie schematów kinematycznych przekładni obiegowych.

Podstawową częstotliwością wymuszeń drgań przekładni obiegowych jest częstotliwość zazębienia f_z wyznaczana z zależności:

$$f_z = \frac{|n_1 - n_h|}{60} \cdot z_1 \cdot s \quad (6)$$

Pozostałe częstotliwości wymuszeń pojawiają się wskutek wchodzenia w zazębienie uszkodzonych miejscowo (np. w wyniku wykruszenia, pęknięcia zęba lub wad montażu) kół: słonecznego f_1 , obiegowego f_p lub wewnątrznie uzębionego f_2 . Wzrost amplitudy tych częstotliwości w widmie wskazuje na lokalne uszkodzenie tych kół. Częstotliwości te można wyznaczyć z podanych poniżej zależności:

- częstotliwość wchodzenia w zazębienie zęba koła słonecznego

$$f_1 = \frac{|n_1 - n_h|}{60} \cdot s \quad (7)$$

gdzie:

s – liczba kół obiegowych.

- częstotliwość wchodzenia w zazębienie zęba koła wewnątrznie uzębionego

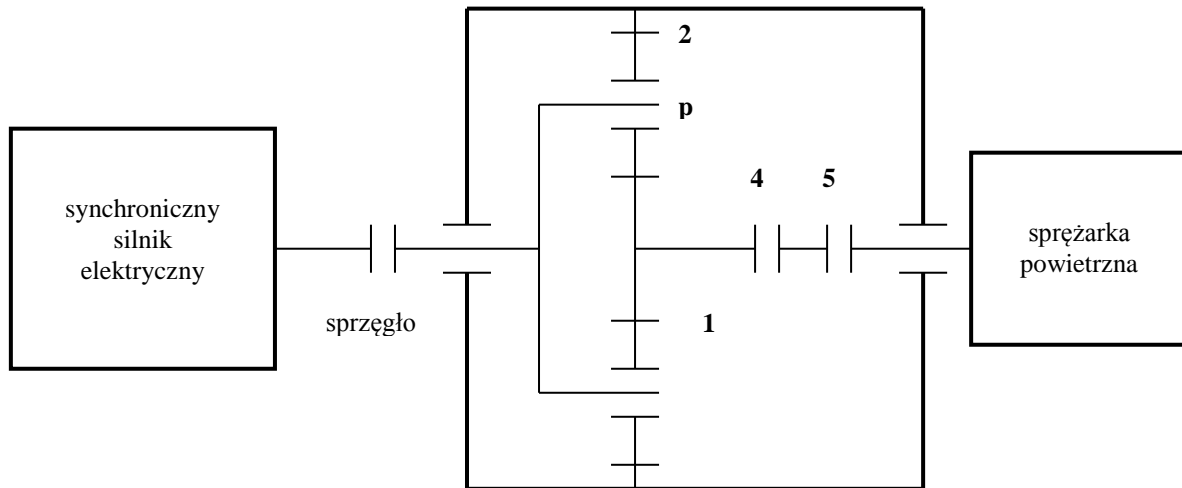
$$f_2 = \frac{|n_1 - n_h|}{60 \cdot |i_0|} \cdot s \quad (8)$$

- częstotliwość wchodzenia w zazębienie zęba koła obiegowego

$$f_p = \frac{|n_1 - n_h|}{60} \cdot \frac{z_1}{z_p} = \frac{|n_2 - n_h|}{60} \cdot \frac{|z_2|}{z_p} \quad (9)$$

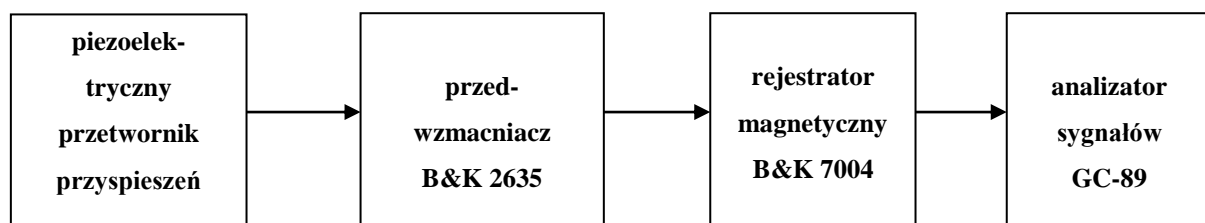
3. BADANIA EKSPERYMENTALNE

Sprawdzenie przydatności rozpatrywanego sposobu analizy drgań w diagnostyce obiegowych przekładni przemysłowych było przedmiotem badań eksperymentalnych. Obiektem badań były przekładnie obiegowe służące do napędu sprężarki powietrza. Schemat układu napędowego wraz z przekładnią przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Układ napędowy i schemat kinematyczny przekładni planetarnej napędu sprężarki powietrza. 1 – koło centralne $z_1=20$, p – koło obiegowe $z_p=73$, 2 – koło centralne wewnętrznie uzębione ($z_2=-169$), 4 – sprzęgło zębate $z=26$, 5 – sprzęgło zębate $z=48$, $s=3$ – liczba kół obiegowych, $i_0=z_2/z_1=-8,45$.

Przekładnię pracującą jako multiplikator napędza silnik synchroniczny o prędkości obrotowej $n_A = 1500$ obr/min i mocy $N = 1800$ kW. Do pomiarów drgań korpusu przekładni wykorzystano układ pomiarowy przedstawiony na rysunku 4. W jego skład wchodził sejsmiczny przetwornik przyspieszeń mocowany do korpusu przekładni. Przetwornik ten poprzez przedwzmacniacz był połączony z przenośnym rejestratorem pomiarowym. Zarejestrowane dane analizowano przy użyciu analizatora sygnałów GC-89 i w środowisku MATLAB.



Rys. 4. Schemat układu pomiarowego.

Częstotliwości charakterystyczne badanej przekładni wyznaczone poniżej:

◆ Częstotliwości obrotowe wałów oraz zazębienia:

- częstotliwość obrotowa jarzma

$$f_{oh} = \frac{n_A}{60} = 25 \text{ Hz}, \quad (10)$$

- częstotliwość obrotowa wału wyjściowego

$$f_{o1} = \frac{n_A \cdot (1 - i_0)}{60} = 236,25 \text{ Hz}, \quad (11)$$

- częstotliwość obrotowa koła wewnętrznie uzębionego

–

$$f_{o2} = 0, \quad (12)$$

- częstotliwość zazębienia

$$f_z = \frac{|n_1 - n_h|}{60} \cdot z_1 = \frac{-n_A \cdot i_0}{60} \cdot z_1 = 4225 \text{ Hz}. \quad (13)$$

◆ Częstotliwości wymuszenia drgań występujące w zazębieniach przekładni obiegowej:

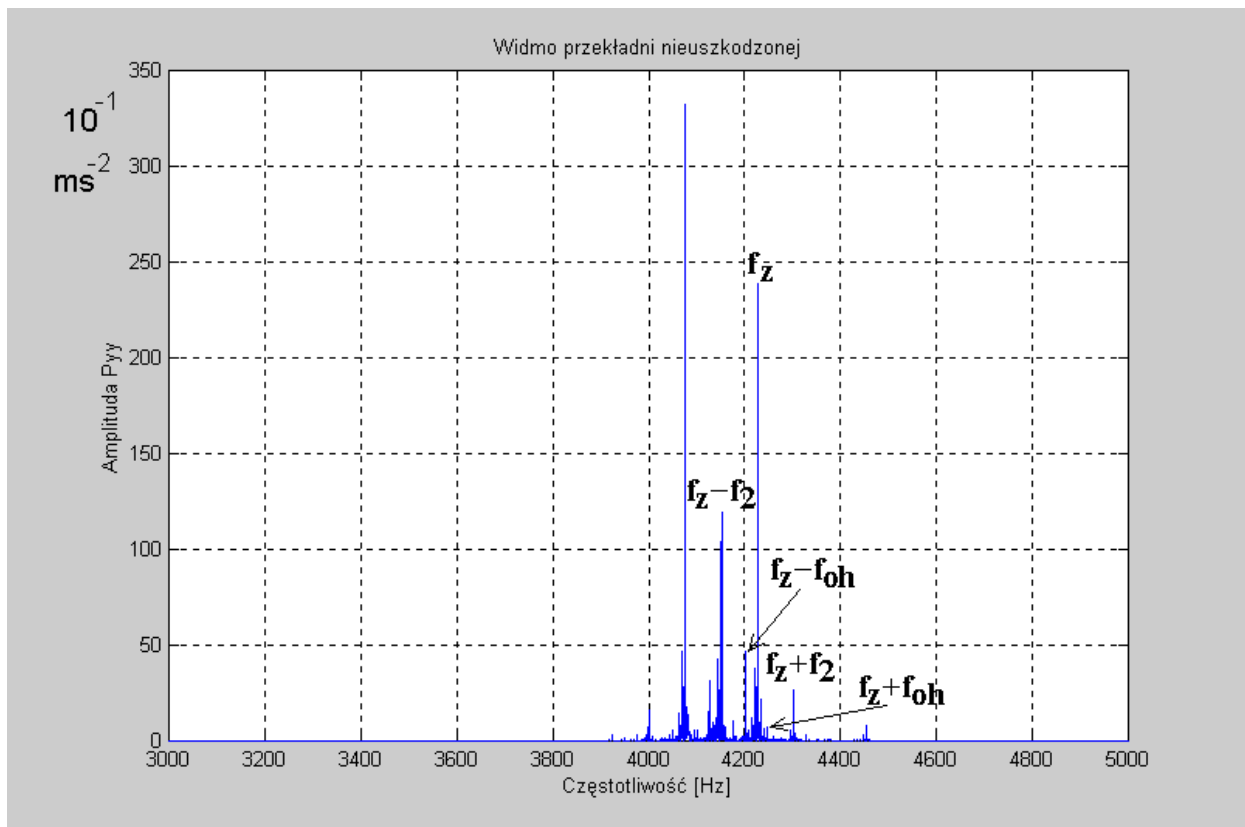
- częstotliwość wymuszania drgań w zazębieniu koła wewnętrznie uzębionego

–

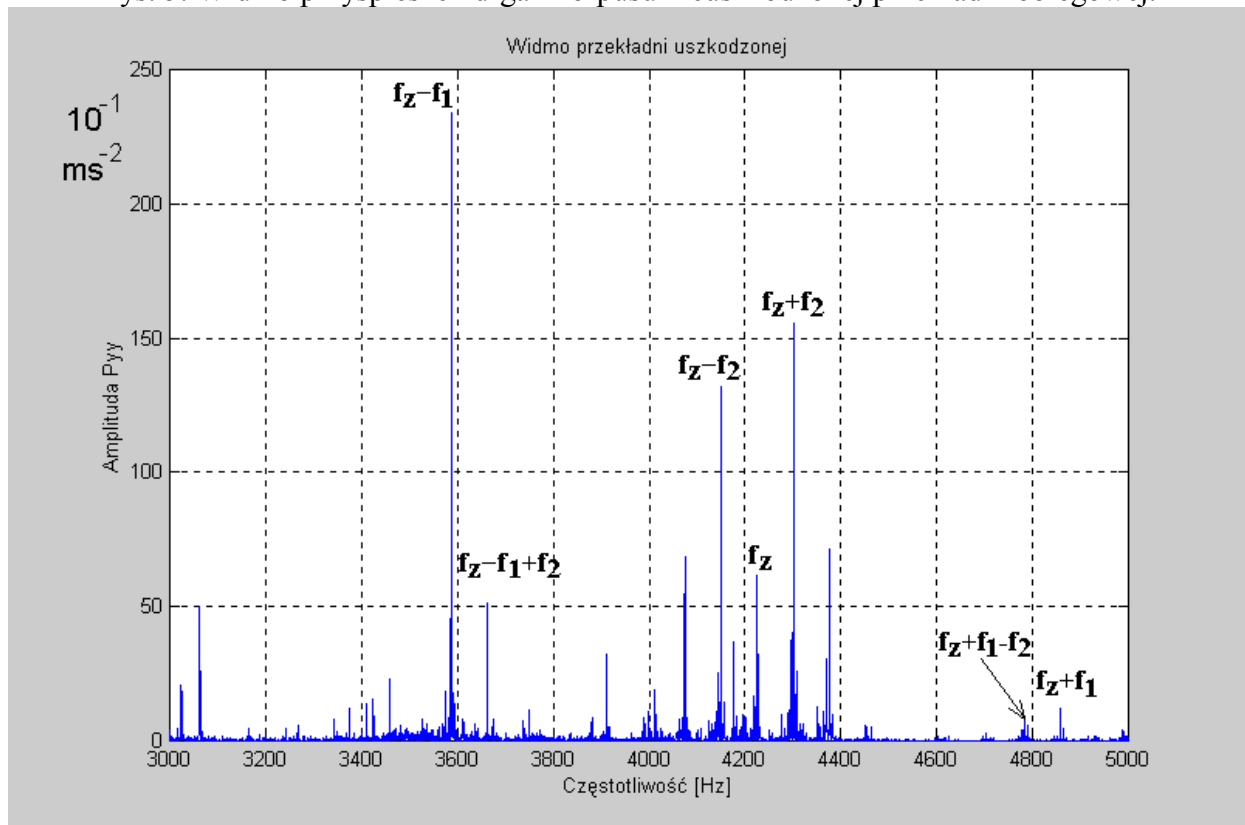
$$f_2 = \frac{|n_1 - n_h|}{60 \cdot |i_0|} \cdot s = \frac{n_A}{60} \cdot s = 75 \text{ Hz}. \quad (14)$$

- częstotliwość wymuszenia drgań w zazębieniu koła słonecznego

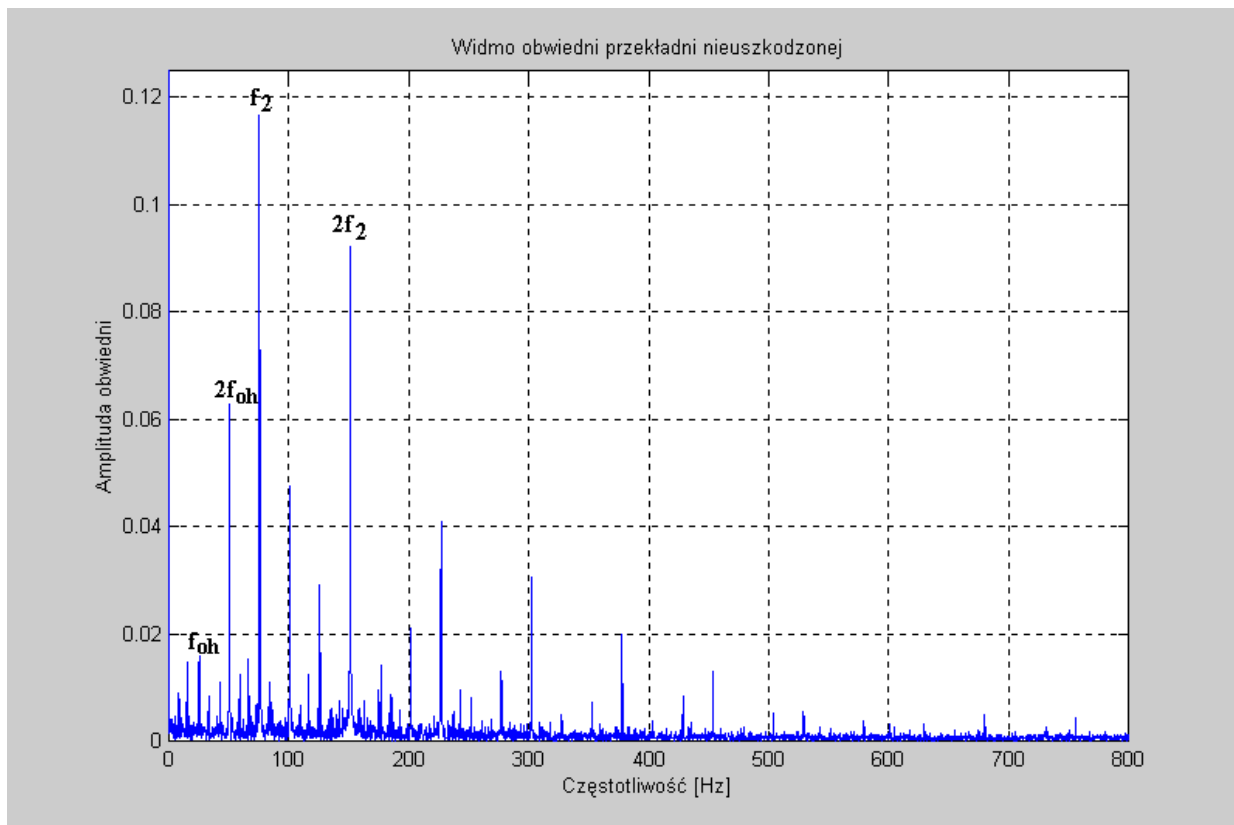
$$f_1 = \frac{|n_1 - n_h|}{60} \cdot s = \frac{-n_A \cdot i_0}{60} \cdot s = 633,75 \text{ Hz}, \quad (15)$$



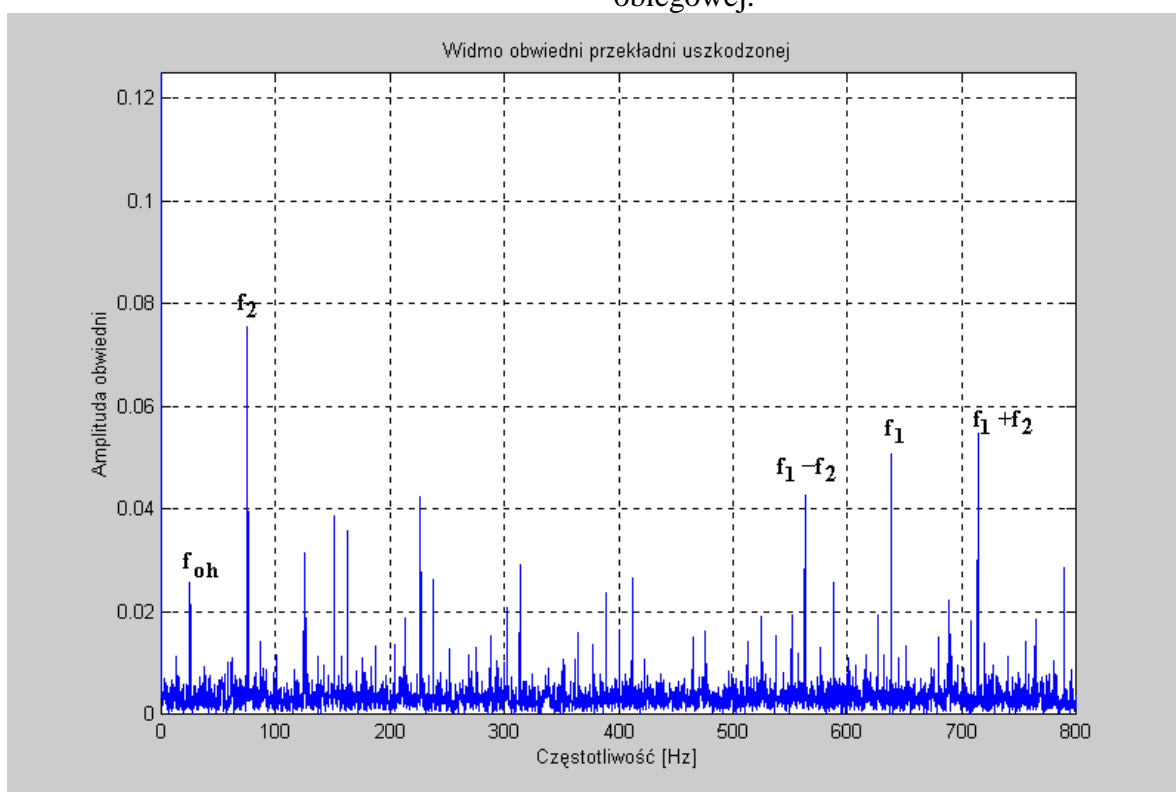
Rys. 5. Widmo przyspieszeń drgań korpusu nieuszkodzonej przekładni obiegowej.



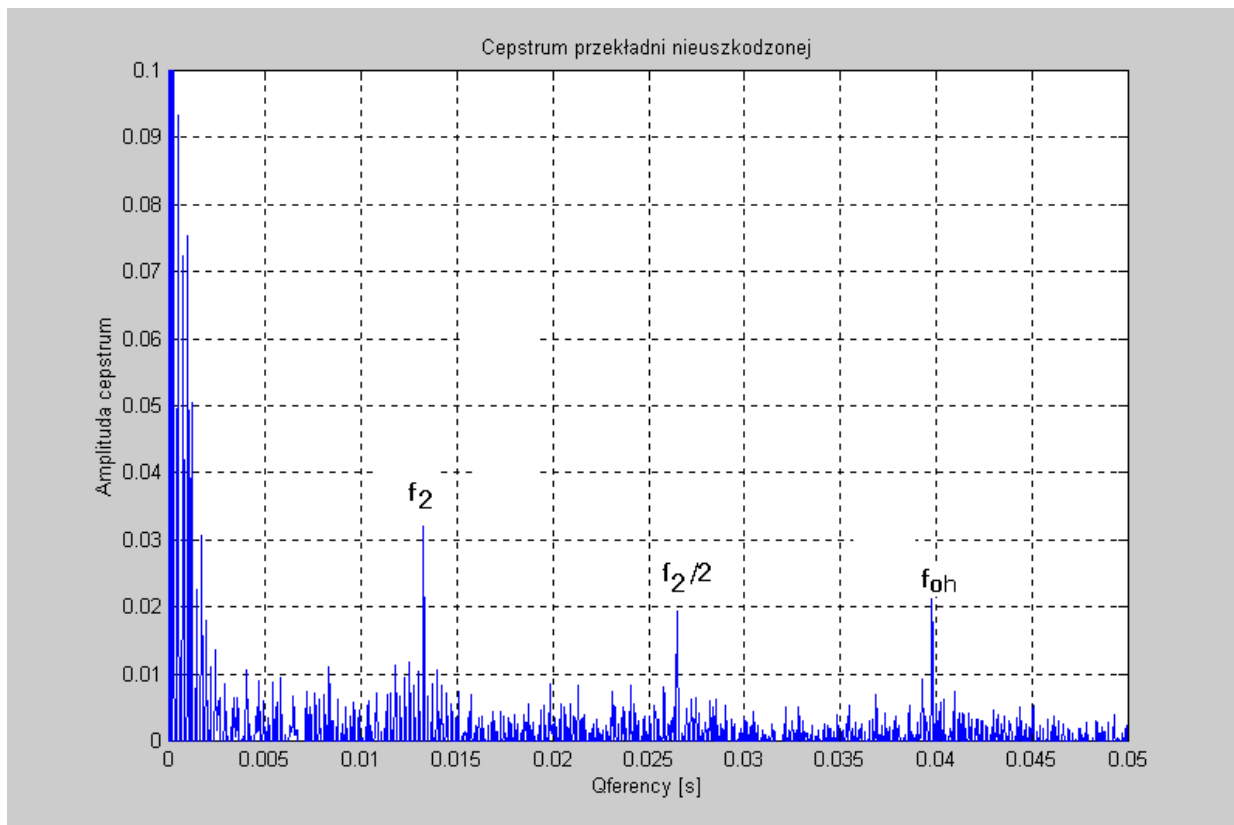
Rys. 6. Widmo przyspieszeń drgań korpusu uszkodzonej przekładni obiegowej.



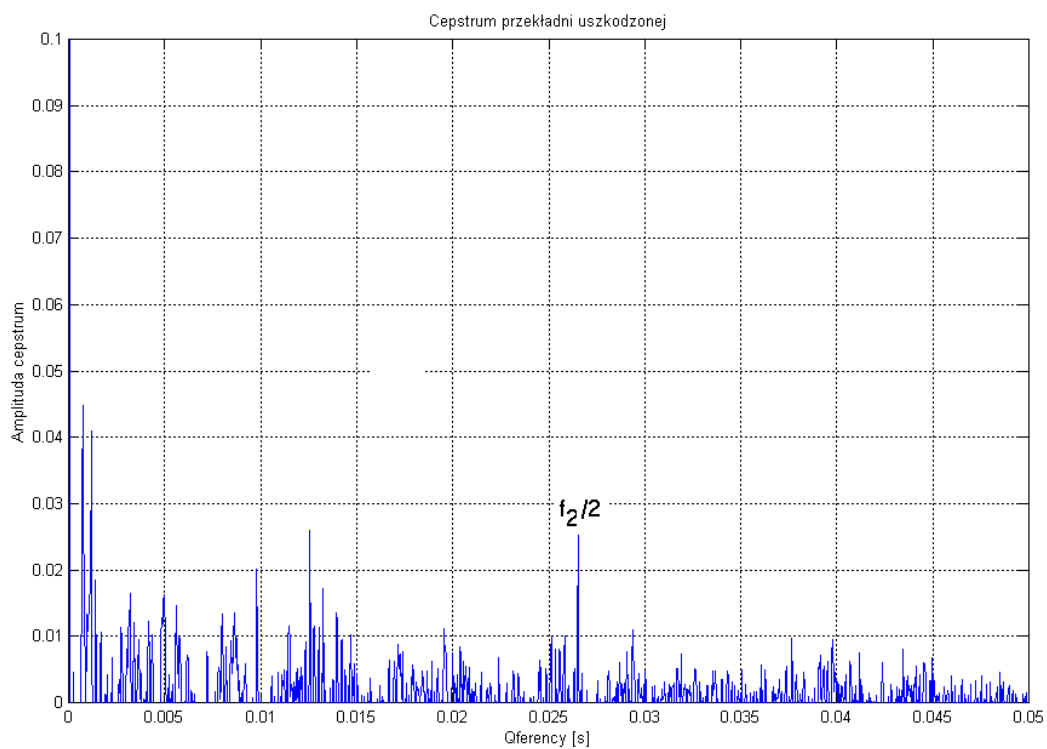
Rys. 7. Amplituda widma obwiedni przyspieszeń drgań korpusu nieuszkodzonej przekładni obiegowej.



Rys. 8. Amplituda widma obwiedni przyspieszeń drgań korpusu uszkodzonej przekładni obiegowej.



Rys. 9. Cepstrum przekładni nieuszkodzonej.



Rys. 10. Cepstrum przekładni uszkodzonej.

- częstotliwość wymuszania drgań w zazębieniu koła obiegowego z kołami centralnymi

$$f_p = \frac{|n_1 - n_h|}{60} \cdot \frac{z_1}{z_p} = \frac{f_z}{z_p} = 57,87 \text{ Hz}. \quad (16)$$

W okresie kilku lat prowadzono monitoring grupy przekładni planetarnych napędu sprężarek powietrza. Do analizy porównawczej wybrano dwie przekładnie. Jedna z nich była w stanie przedawaryjnym, druga natomiast w stanie dobrym. Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono uśrednione widma drgań obu przekładni. W widmie przekładni nieuszkodzonej widoczna jest częstotliwość nośna f_z zmodulowana częstotliwością obrotową f_{oh} i częstotliwością wymuszenia drgań w zazębieniu koła wewnętrznie uzębionego f_2 . Wskutek lokalnego uszkodzenia koła słonecznego w widmie przekładni pojawiły się dodatkowe wstęgi boczne $f_z \pm f_1$. Wstęgi te są także zmodulowane częstotliwościami f_{oh} i f_2 .

Pojawienie się tych wstęg bocznych było symptomem uszkodzenia zębów koła słonecznego, co zostało potwierdzone podczas remontu przekładni.

Rezultaty tej analizy widmowej zostały potwierdzone za pomocą metody detekcji obwiedni sygnału zmodulowanego uszkodzeniem. Na rysunkach 7 i 8 przedstawiono widma obwiedni badanych przekładni. W widmie obwiedni przekładni z uszkodzonym kołem słonecznym pojawia się dodatkowo częstotliwość $f_1 = 633,75 \text{ Hz}$, która jest zmodulowana częstotliwością $f_2 = 75 \text{ Hz}$.

Zastosowanie analizy cepstrum w tym przypadku jest mało efektywne. Wykonana analiza cepstrum, której wyniki przedstawiono na rysunkach 9 i 10, nie pozwala na wykrycie częstotliwości generowanych przez uszkodzenie ze względu na wysoką wartość częstotliwości f_1 .

4. PODSUMOWANIE

W przekładni obiegowej występuje znacznie więcej źródeł drgań niż w przekładni zwykłej. Jest to spowodowane cyklicznym przemieszczaniem się stref zazębienia względem obudowy i przetwornika umieszczonego na niej. Częstotliwości wymuszeń zależą od schematu kinematycznego przekładni. W przekładni obiegowej częstotliwości zazębienia i jej harmoniczne modulowane są częstotliwościami obrotowymi wałów tak jak w przekładni zwykłej. W przypadku wystąpienia uszkodzenia, pojawiają się dodatkowe modulacje częstotliwością związaną z wchodzeniem w przypór uszkodzonego zęba. W trakcie badań stwierdzono przydatność do celów diagnostycznych wąskopasmowej analizy częstotliwościowej oraz analizy widma obwiedni. Metody te pozwalają skutecznie wykrywać uszkodzenia przekładni obiegowych.

5. LITERATURA

- [1] GIENKIN M.D., SOKOLOVA A.G.: Vibroakusticzeskaja diagnostika maszin i mehanizmov. Maszinstrojenie, Moskva 1987.
- [2] WILK A., MADEJ H, ŁAZARZ B.: Diagnostic of Industrial Gear. Sixth International Congress on Sound and Vibration, Technical University of Denmark (1999).
- [3] BOYES J. D.: Analysis Technigues for Gearbox Diagnosis using the High Resolution FFT Analyser, B&K Application Note 106-81.

- [4] RANDALL R.B.: Developments in Digital Analysis Techniques for Diagnostics of Bearings and Gears. Fifth International Congress on Sound and Vibration, Adelaide, South Australia (1997).
- [5] MÜLLER L., WILK A.: Zębate przekładnie obiegowe. PWN, Warszawa 1996.

USING HOUSING VIBRATION SIGNAL IN PLANETARY GEAR DIAGNOSIS

Abstract: In planetary gears there are much more vibration sources than in other gears. This results from the cyclical movement of mesh zones in relation to the gear housing and a transducer attached to it. The vibration source frequencies depend on gear kinematics diagram. In planetary gear, like in other gears, the frequency of mesh and its harmonics are modulated by the rotational frequencies of shafts. In case of a damage, additional modulations occur associated with that damage. The tests confirmed the diagnostic usefulness of narrow-band frequency analysis and also of envelope spectrum analysis. These methods allow efficient detection of damages in planetary gears.

Recenzent: dr inż. Jacek SPAŁEK