

Dr inż. Paweł Pawlik

AGH Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica
Katedra Mechaniki i Wibroakustyki
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
E-mail: pawlik@agh.edu.pl

Single-number statistical parameters in the assessment of the technical condition of machines operating under variable load

Jednoliczbowe parametry statystyczne w ocenie stanu technicznego maszyn pracujących przy zmiennym obciążeniu

Słowa kluczowe: *nieprawidłowe posadowienie maszyn, diagnostyka, wibroakustyka, analiza rzędów*

Streszczenie: Diagnostowanie maszyn pracujących przy zmiennym obciążeniu wymaga zastosowania specjalnych metod analizy sygnału. W literaturze znaleźć można wiele metod bazujących na analizie synchronicznej, gdzie sygnał drgań zsynchronizowany jest z obrotami diagnozowanej maszyny. Jednak zmienne obciążenie ma wpływ również na zmianę wartości amplitud parametrów diagnostycznych. Praca podejmuje problem diagnozowania maszyn pracujących przy zmiennym obciążeniu. Przeprowadzono badania na stanowisku laboratoryjnym wpływu obciążenia na wartości parametrów diagnostycznych. Ze względu na zmienną prędkość obrotową jako parametry diagnostyczne przyjęto wartości amplitud rzędów, wyznaczonych za pomocą analizy rzędów zsynchronizowanej z obrotami wału diagnozowanego układu napędowego. Zbadano wpływ zmiennego obciążenia na skuteczność diagnozowania uszkodzeń takich jak nieprawidłowe posadowienie silnika (soft foot) oraz niewspółosiowość wałów. Zaproponowano jednoliczbowe parametry statystyczne do określania stanu technicznego maszyn pracujących przy zmiennym obciążeniu.

1. Wprowadzenie

W celu zapewnienia niezawodności maszyn pracujących w trybie ciągłym, gdzie każdy przestój generuje wysokie koszty, koniecznym jest zastosowanie systemów ciągłego monitoringu. Jednym ze sposobów diagnozowania maszyn jest ocena stanu technicznego na podstawie pomiarów drgań. Jednak w diagnostyce wibroakustycznej bardzo często mamy do czynienia z maszynami pracującymi w zmiennych warunkach, co znacznie utrudnia ich diagnozowanie standardowymi metodami, ponieważ wartości wyznaczanych estymat zmieniają się wraz z obciążeniem. W takich przypadkach, w metodach widmowych wymagana jest analiza pasm częstotliwości, które oprócz informacji o diagnozowanym parametrze zawierać mogą inne składowe. Zastosowanie metody analizy rzędów pozwala na zsynchronizowanie sygnału wibroakustycznego z prędkością obrotową, co rozwiązuje ten problem i ułatwia śledzenie amplitud składowych odpowiedzialnych za konkretny element maszyny. Zmienne warunki pracy wpływają również na zmiany amplitud składowych charakterystycznych, co jest przedmiotem tej pracy.

Obecnie w literaturze znaleźć można coraz więcej metod oceny stanu technicznego maszyn, szeroki przegląd obecnie stosowanych metod diagnozowania przekładni planetarnych

można znaleźć w pracy [8]. Dla maszyn pracujących ze zmienną prędkością obrotową zalecane jest stosowanie metod analizy sygnałów niestacjonarnych. Metody analizy sygnałów niestacjonarnych generowanych przez maszyny wirnikowe były już znane w latach 80-tych, sposoby ich implementacji można znaleźć w pracach [2, 15]. Metody te polegają na synchronicznym próbkowaniu sygnałów pomiarowych, gdzie zmienna częstotliwość próbkowania zależy od sygnału prędkości obrotowej diagnozowanej maszyny. Obecnie rozwiązane również rozwijane są metody diagnozowania maszyn polegające na synchronizacji sygnału diagnostycznego z prędkością obrotową metodą decymacji [3], subsamplingu [5, 9, 11] czy też przy użyciu transformacji Gabora [12, 16].

W większości przypadków zmiana prędkości obrotowej spowodowana jest zmianą obciążenia, więc wraz ze zmianą wartości częstotliwości charakterystycznych zmieniają się również ich amplitudy. W związku z tym oprócz synchronizacji sygnałów z prędkością obrotową należy również uzależnić amplitudy parametrów diagnostycznych od obciążenia. W pracy [13] autorzy wyznaczyli zależności amplitud rzędów w zależności od prędkości obrotowej dla różnych poziomów obciążenia, co znacznie poprawiło skuteczność diagnozowania, z kolei w pracach [6, 14] wykorzystano metody sztucznej inteligencji do diagnozowania maszyn pracujących przy zmiennym obciążeniu. Spotkać się można również z zastosowaniem złożonego wnioskowania Bayesa [17] do detekcji rodzaju uszkodzenia dla różnych wariantów obciążenia i prędkości obrotowych [7]. Można znaleźć również metodę separacji składowych związanych ze zmienną prędkością obrotową i obciążeniem [18].

W pracy przedstawiono analizę wpływu obciążenia diagnozowanego układu napędowego na wartości parametrów diagnostycznych wyznaczonych z sygnałów przyspieszenia drgań. Przeprowadzono eksperyment diagnostycznych maszyny pracującej w zmiennych, zadanych warunkach pracy. Analizowano wartości amplitud rzędów charakterystycznych oraz ich zmiany w zależności od zadawanego obciążenia dla różnego stanu maszyny. Zaproponowano metodę diagnozowania maszyn pracujących przy zmiennym obciążeniu opartą o analizę rzędów oraz parametry statystyczne, którą zweryfikowano na stanowisku laboratoryjnym. Metodę można również w przedstawiony sposób zastosować na innych obiektach.

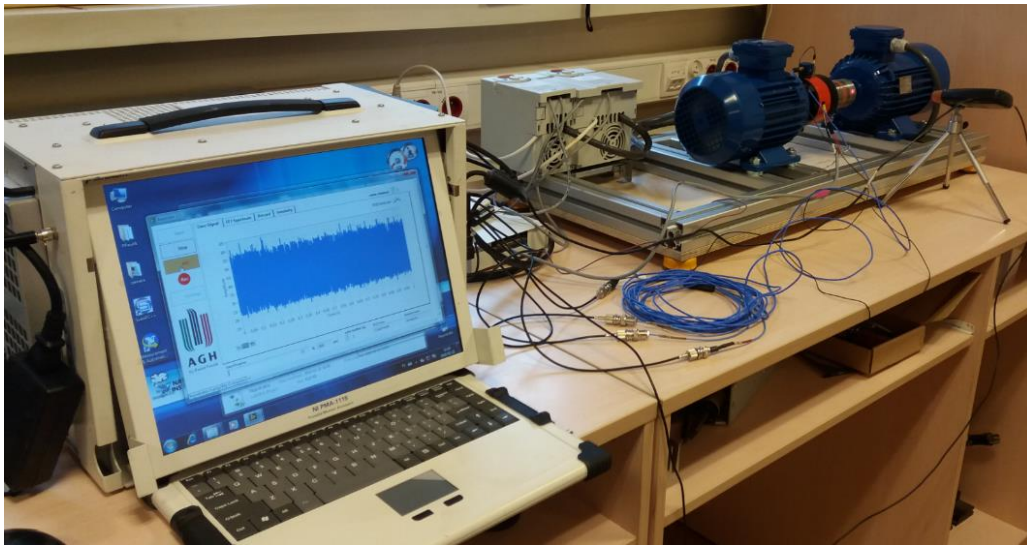
W rozdziale drugim przedstawiono stanowisko laboratoryjne oraz opisano eksperyment diagnostyczny. Kolejny rozdział zawiera opis zastosowanych metod analizy sygnałów oraz sposób wyznaczania parametrów diagnostycznych. Rozdział czwarty zawiera wyniki przeprowadzonych analiz przy użyciu widma rzędów oraz zależności amplitudy przyspieszenia drgań dla rzędów charakterystycznych od obciążenia.

2. Stanowisko laboratoryjne oraz eksperyment diagnostyczny

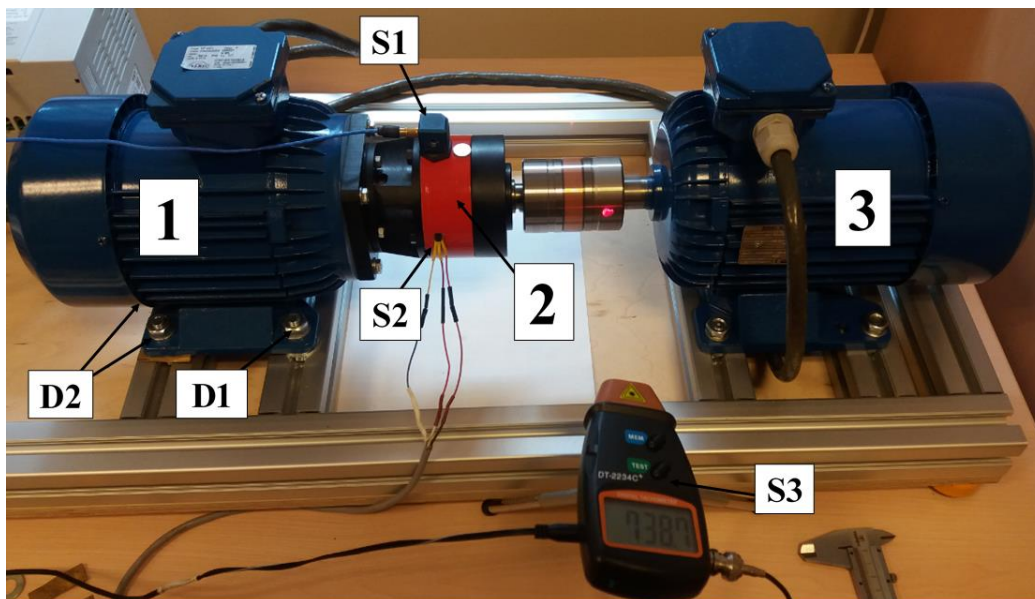
Stanowisko laboratoryjne (Rys. 1) składa się z przekładni planetarnej, silnika napędzającego oraz silnika pełniącego rolę hamownicy. Wartość częstotliwości napięcia zasilającego zadawana jest poprzez przekształtniki częstotliwości, które sterowane są za pomocą karty pomiarowej. Wykorzystanie karty pomiarowej z wyjściami analogowymi obsługiwanej poprzez aplikację zbudowaną w środowisku LabVIEW, pozwala na zadanie prędkości obrotowej oraz dowolnej funkcji momentu obciążenia przekładni.

Do diagnozowania przekładni wykorzystano trójosiowy akcelerometr firmy PCB typ 356B08. Do kontroli warunków pracy wykorzystano przetwornik temperatury LM35, wszystkie pomiary przeprowadzono dla tej samej temperatury przekładni równej 40°C. Pomiar prędkości obrotowej zrealizowano za pomocą tachometru w wyjściu analogowym typu DT-2234C+. Do rejestracji danych użyto kontrolera typu NI PXIe-8133 umieszczonego w obudowie NI PXIe-1062Q wraz kartami pomiarowymi: NI PXI-4472B – pomiar przyspieszenia drgań i prędkości obrotowej, NI PXIe-6361 – pomiar temperatury.

Rozmieszczenie przetworników pomiarowych oraz miejsca wprowadzania uszkodzeń przedstawiono na (Rys. 2).



Rys. 1. Stanowisko laboratoryjne



Rys. 2. Stanowisko badawcze oraz rozmieszczenie czujników pomiarowych, 1) silnik napędzający, 2) przekładnia planetarna, 3) silnik stanowiący obciążenie, S1) czujnik przyspieszenia, S2) czujnik temperatury, S3) tachometr, D1) łapa dla której wprowadzono uszkodzenie „luźna łapa”, D2) łapy pod które podłożono podkładki w celu rozosiowania układu

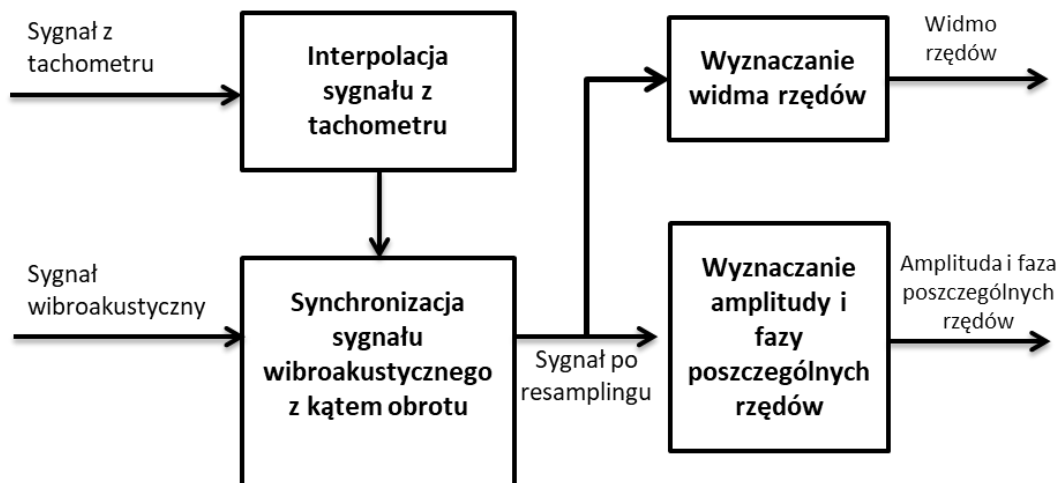
W pracy przeanalizowano dwa rodzaje możliwych uszkodzeń. Pierwszym z nich było nieprawidłowe posadowienie silnika zwane w diagnostyce „luźną łapą” (ang: soft foot). Zostało ono zrealizowane poprzez odkręcenie nakrętki (Rys. 2 - D1) przy łapie silnika napędzającego przekładnię. Drugim wprowadzonym uszkodzeniem było rozosiowanie układu w różnym stopniu, zrealizowano je poprzez podłożenie podkładek pod tylne łapy silnika napędzającego (Rys. 2 – D2) o grubości 0,5mm, 1mm i 1,5mm.

W celu przeprowadzenia analizy wpływu warunków pracy na badany układ, wprowadzono zmienne obciążenie o sinusoidalnym cyklu zmienności o wartości maksymalnej równej 3,9 Nm a minimalnej 1,8 Nm.

3. Metoda analizy sygnałów

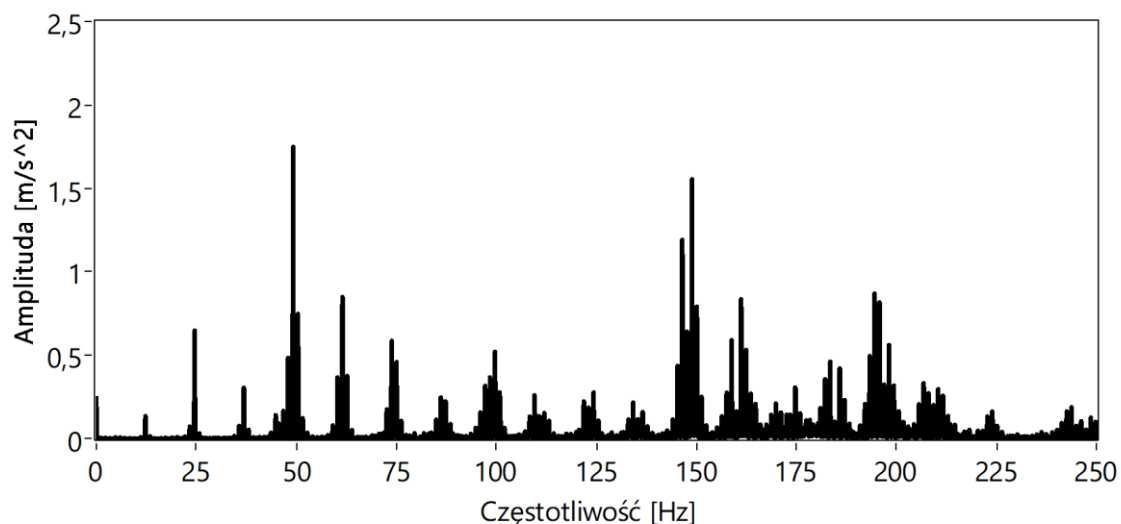
Przeprowadzono pomiar przyspieszenia drgań na korpusie przekładni oraz pomiar prędkości obrotowej z wykorzystaniem tachometru z wyjściem analogowym. Sygnał z tachometru posłużył do omówionej w dalszej części analizy synchronicznej.

Do analizy sygnałów wykorzystano metodę analizy rzędów, której jednym z rezultatów jest widmo rzędów. Wyznaczane jest ono metodą opartą o przepróbowanie (resampling) sygnału czasowego drgań względem prędkości obrotowej wału wejściowego. Na Rys. 3 przedstawiono schemat algorytmu analizy rzędów. W pierwszej fazie sygnał z tachometru jest poddawany procedurze interpolacji za pomocą filtru kaskadowo-grzebieniowego (cascaded integrator-comb CIC). Następnie na podstawie przefiltrowanego sygnału z tachometru przeprowadzana jest procedura resamplingu sygnału drgań w celu wyznaczenia sygnału drganiowego względem kąta obrotu (Even Angle Signal). Tak przepróbowany sygnał można poddać szybkiej transformacji Fouriera (FFT). Po przeprowadzeniu takiej transformaty zamiast częstotliwości uzyskujemy numery rzędów, które odpowiadają wielokrotnościom częstotliwości obrotowej wału na którym został zrealizowany pomiar prędkości obrotowej [10]. W analizowanym przypadku pomiar ten zrealizowano na wale wyjściowym, także numery rzędów odpowiadają wielokrotnościom częstotliwości wału wyjściowego.

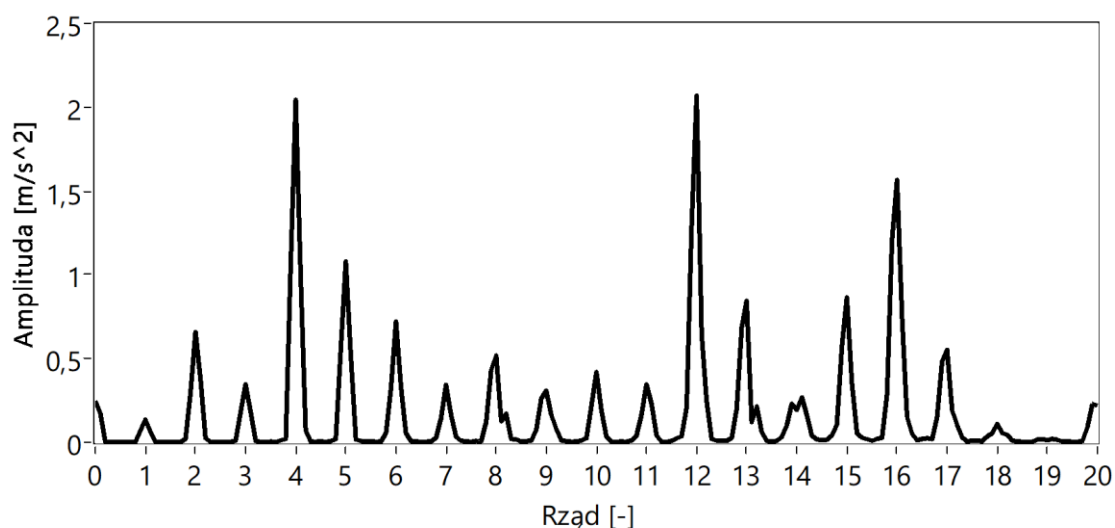


Rys. 3. Schemat algorytmu analizy rzędów [10]

Zastosowanie analizy rzędów znacznie ułatwia diagnozowanie stanu maszyn ponieważ zamiast obserwacji całego pasma wystarczy obserwować jeden parametr będący amplitudą danego rzędu, który zsynchronizowany jest z obrotami maszyny. Rys. 4 przedstawia widmo amplitudowo częstotliwościowe dla sygnału przyspieszenia podczas pracy przekładni przy zmiennym obciążeniu. Częstotliwość obrotu wału wyjściowego zmieniała się z zakresie 48 Hz do 50 Hz co zaobserwować można w postaci występowania wielu prążków w tym paśmie i kolejnych odpowiadającym kolejnym harmonicznym. Natomiast na Rys. 5 przedstawiono widmo rzędów na którym wyraźnie widać pojedyncze prążki.



Rys. 4. Widmo amplitudowo częstotliwościowe sygnału przyspieszenia drgań

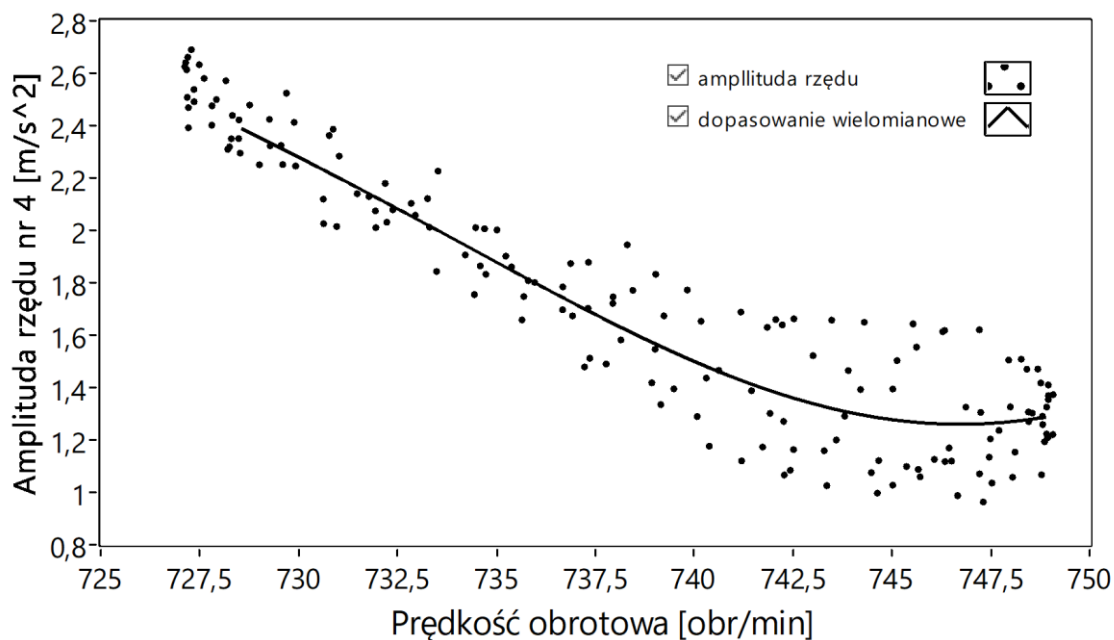


Rys. 5. Widmo rzędów sygnału przyspieszenia drgań

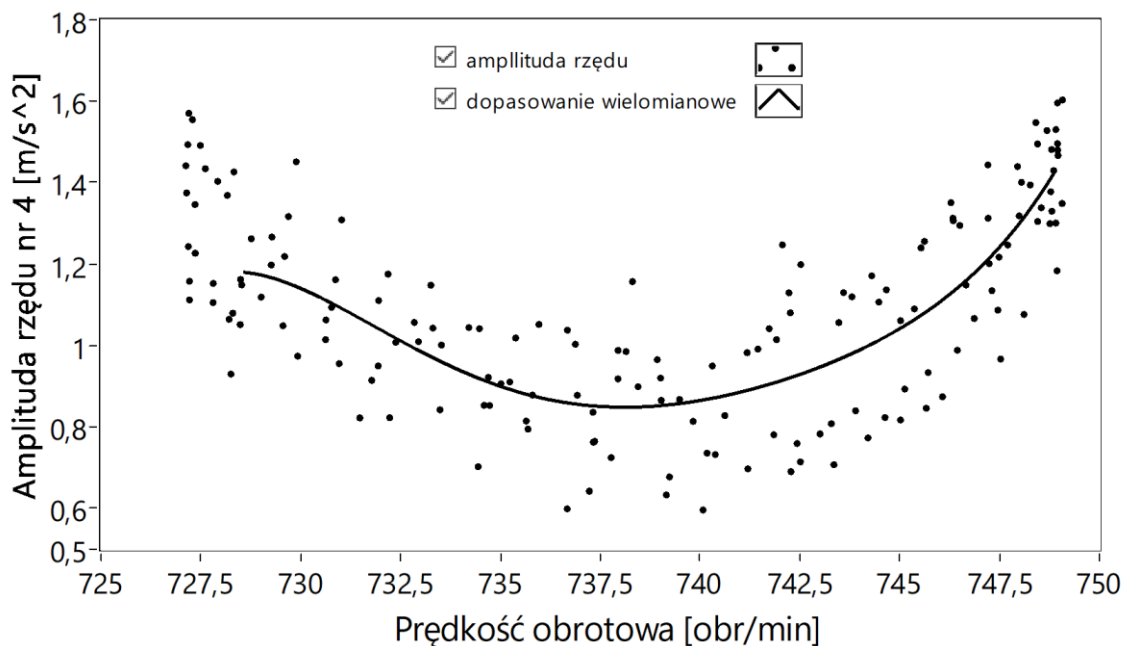
Monitorując amplitudy rzędów charakterystycznych można uzyskać informacje o stanie technicznym badanego obiektu. Jednak zmiana wartości amplitud może być spowodowana również zmianą obciążenia układu [13]. W związku z tym należy monitorować wartości rzędów charakterystycznych w funkcji obciążenia.

W analizowanym przypadku zmiany prędkości obrotowej są odwrotnie proporcjonalne do wartości momentu obciążenia, ponieważ silnik napędzający zasilany jest napięciem o stałej częstotliwości, zmiany obciążenia zadawane są poprzez zmniejszanie wartości częstotliwości napięcia zasilającego silnik pełniący rolę hamownicy.

Analizując amplitudę rzędu nr 4 (kierunek wzdłuż wału) (Rys. 6) w funkcji prędkości obrotowej zaobserwować można jej wzrost dla najmniejszej prędkości obrotowej (727 obr/min) co odpowiada największemu obciążeniu równemu 3,9 Nm. Wraz ze wzrostem obciążenia amplituda rzędu nr 4 rośnie.



Rys. 6. Amplituda rzędu nr 4 (kierunek wzdłuż wału) w funkcji prędkości obrotowej, która zmieniała się od wpływem obciążenia – układ sprawny



Rys. 7. Amplituda rzędu nr 4 (kierunek w poprzek wału) w funkcji prędkości obrotowej, która zmieniała się od wpływem obciążenia – układ sprawny

Sytuacja dla kierunku poprzecznego (Rys. 7) jest jednak inna, ponieważ wraz ze wzrostem obciążenia amplituda najpierw maleje a następnie rośnie. Tak więc nie można przyjąć, że wraz ze wzrostem obciążenia amplituda drgań rośnie, jakby można było się spodziewać.

W przedstawionych przypadkach, dla stanu dobrego przy zmiennym obciążeniu, wartość amplitudy zmienia się nawet dwukrotnie. Tak więc konieczne jest uwzględnienie zamiany amplitud w zależności od obciążenia, ponieważ w niektórych przypadkach jej wzrost mógłby być błędnie zinterpretowany w systemach monitorowania.

W celu zastosowania przedstawionych zależności w metodzie diagnozowana opracowano algorytm wyznaczania zależności funkcyjnej pomiędzy prędkością obrotową a rzędami charakterystycznymi. Zależność ta, wyznaczana jest na podstawie danych pomiarowych zarejestrowanych podczas prawidłowej pracy maszyny. Warunkiem poprawnego działania jest synchroniczny pomiar drgań i prędkości obrotowej. Rejestrowane są wartości amplitudy danego rzędu charakterystycznego oraz odpowiadającej mu wartości prędkości obrotowej.

W pierwszym kroku algorytmu pary zmierzonych w danej chwili czasowej (wartość prędkości obrotowej i amplituda rzędu) porządkowane są względem prędkości obrotowej – rosnąco. W następnym kroku wyznaczane są wartości średnie dla prędkości obrotowej i amplitudy rzędów z N sąsiednich próbek, zgodnie z zależnościami:

$$\bar{s}_i = \frac{1}{N} \sum_{n=iN}^{iN+N} s_n \quad (1)$$

$$\bar{A}(r)_i = \frac{1}{N} \sum_{n=iN}^{iN+N} A(r)_n \quad (2)$$

gdzie:

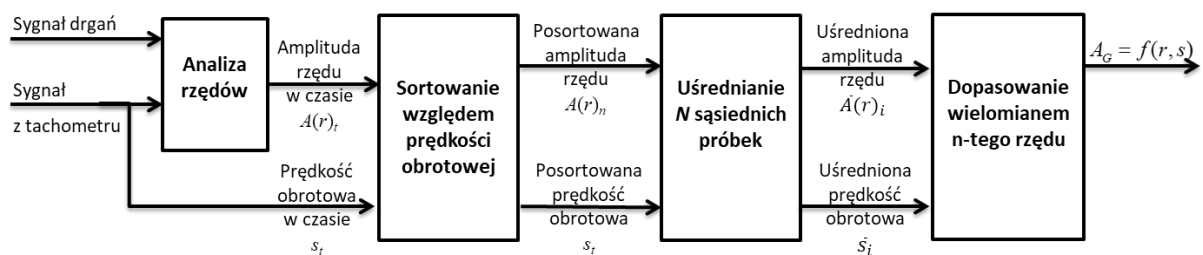
s_n – wartość chwilowa prędkości obrotowej [obr/min];

\bar{s}_i – i -ta wartość średnia prędkości obrotowej dla N kolejnych próbek [obr/min];

$A(r)_n$ – wartość chwilowa amplitudy r -tego rzędu w [m/s²];

$\bar{A}(r)_i$ – i -ta wartość średnia amplitudy r -tego rzędu dla N kolejnych próbek w [m/s²].

Następnie wyznaczane jest dopasowanie wielomianem n -tego rzędu. Dzięki takiej operacji otrzymujemy zależność prędkości obrotowej od amplitudy rzędu w postaci funkcyjnej. Schemat opisanego algorytmu przedstawiono na Rys. 8.



Rys. 8. Schemat algorytmu wyznaczania zależności funkcyjnej pomiędzy prędkością obrotową a rzędami charakterystycznymi

Równanie krzywej wielomianowej wyznaczone dla stanu poprawnej pracy maszyny może posłużyć jako wzorzec. Na potrzeby pracy wprowadzono miarę odchylenia krzywej wyznaczonej podczas pracy maszyny od krzywej wzorowej. Do określenia różnic pomiędzy krzywymi wykorzystano wartość skuteczną odchylenia $RMSD$ określoną zależnością [1]:

$$RMSD(r) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{s=1}^N (A(r, s) - A_G(r, s))^2} \quad (3)$$

$A_G(r, s)$ – amplituda wzorcowa dla aktualnej wartości prędkości obrotowej (s), r -tego rzędu, wyznaczona z zależności funkcyjnej [m/s^2];

$A(r, s)$ – amplituda aktualna dla aktualnej wartości prędkości obrotowej (s), r -tego rzędu, wyznaczona z zależności funkcyjnej [m/s^2].

Drugim zaproponowanym parametrem jest maksymalna różnica dla całego zakresu prędkości obrotowej:

$$\Delta A(r)_{max} = |A(r, s) - A_G(r, s)|_{max} \quad (4)$$

W celu uniezależnienia powyższych parametrów od wartości drgań, na potrzeby pracy wprowadzono miary znormalizowane, gdzie wartości różnic pomiędzy amplitudą aktualną a wzorową zostały podzielone przez wartość amplitudy wzorcowej:

$$rRMSD(r) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{s=1}^N \left(\frac{A(r, s) - A_G(r, s)}{A_G(r, s)} \right)^2} \quad (5)$$

$$r\Delta A(r)_{max} = \left| \frac{A(r, s) - A_G(r, s)}{A_G(r, s)} \right|_{max} \quad (6)$$

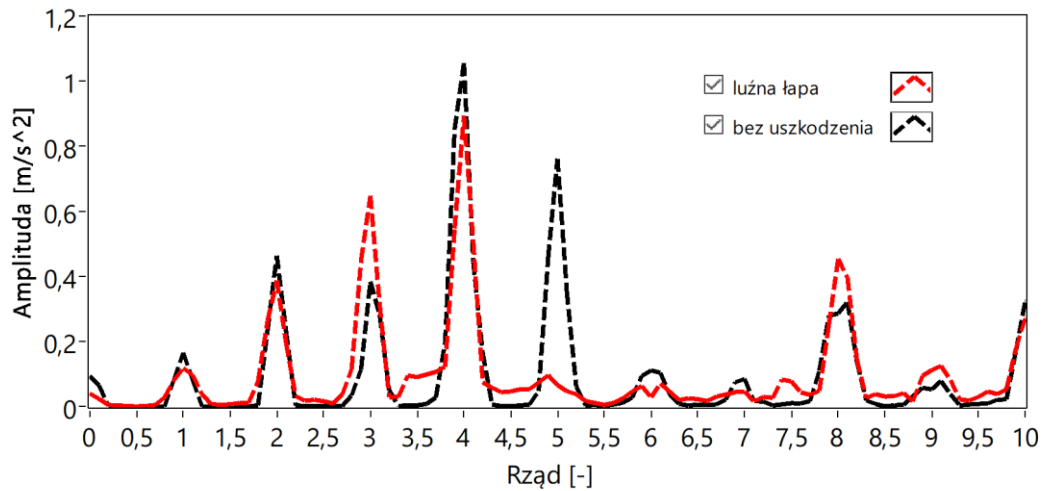
4. Otrzymane wyniki analizy sygnałów

Wprowadzono dwa uszkodzenia na stanowisku laboratoryjnym: nieprawidłowe posadowienie silnika (luźna łapa) oraz niewspółosiowość wału wyjściowego przekładni z silnikiem obciążającym układ.

4.1. Niepoprawne posadowienie silnika

Niepoprawne posadowienie silnika, czyli w tym przypadku odkręcenie jednej z nakrętek mocujących można zdiagnozować monitorując amplitudę przyśpieszeń drgań pierwszej i drugiej harmonicznej prędkości obrotowej [4]. W analizowanym przypadku pomiar prędkości obrotowej przeprowadzono na wyjściu przekładni, natomiast wprowadzono uszkodzenie silnika napędzającego, co powoduje że po uwzględnieniu przełożenia przekładni równego 4 za ten rodzaj uszkodzenia będzie odpowiadała amplituda 4 i 8 rzędu.

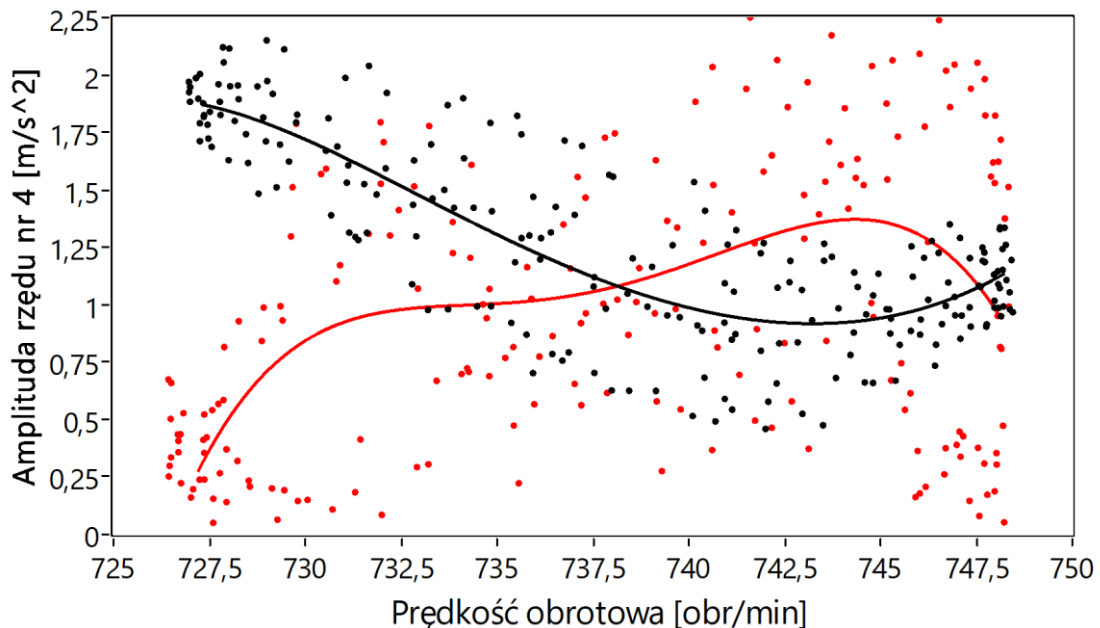
Analizując widmo rzędów dla stanu poprawnej pracy oraz stanu złego posadowienia, nie widać znaczących różnic (Rys. 9) Gdyby analizować wartość średnią amplitudy rzędu nr 4 (co często występuje w systemach monitorowania) uszkodzenie nie zostałoby wykryte, ponieważ dla stanu z uszkodzeniem i bez średnia wartość amplitudy wynosi $0,8 m/s^2$. Dla rzędu nr 8 wartość amplitudy zmieniała się nieznaczaco.



Rys. 9. Widmo rzędów dla stanu dobrego oraz luźnej łoża (kierunek w poprzek wału)

Sytuacja wygląda inaczej w przypadku gdy zaczniemy analizować wartość amplitud w krótszych odstępach czasowych i odniesiemy te wartości do prędkości obrotowej. Zmiana prędkości obrotowej przy zadanej stałej częstotliwości napięcia silnika napędzającego obrazuje zmianę obciążenia. Na Rys. 10 przedstawiono amplitudę rzędu nr 4 w funkcji prędkości obrotowej, która zmieniała się od wpływem obciążenia, dla układu sprawnego (kolor czarny) oraz dla układu z poluzowaną łoża silnika napędzającego (kolor czerwony). Można zauważyć znaczące różnice w kształcie zależności amplitudy rzędu w funkcji obciążenia.

W tabeli 1 zamieszczono parametry statystyczne wyznaczone dla układu z poluzowaną łoża silnika napędzającego. Wartość parametru $rRMSD$ wynosi 0,65 co oznacza, że krzywa znacząco odbiega od krzywej wzorcowej. Maksymalna odległość pomiędzy krzywymi wynosi $2,01 \text{ m/s}^2$ co stanowi 107% wartości wzorcowej.

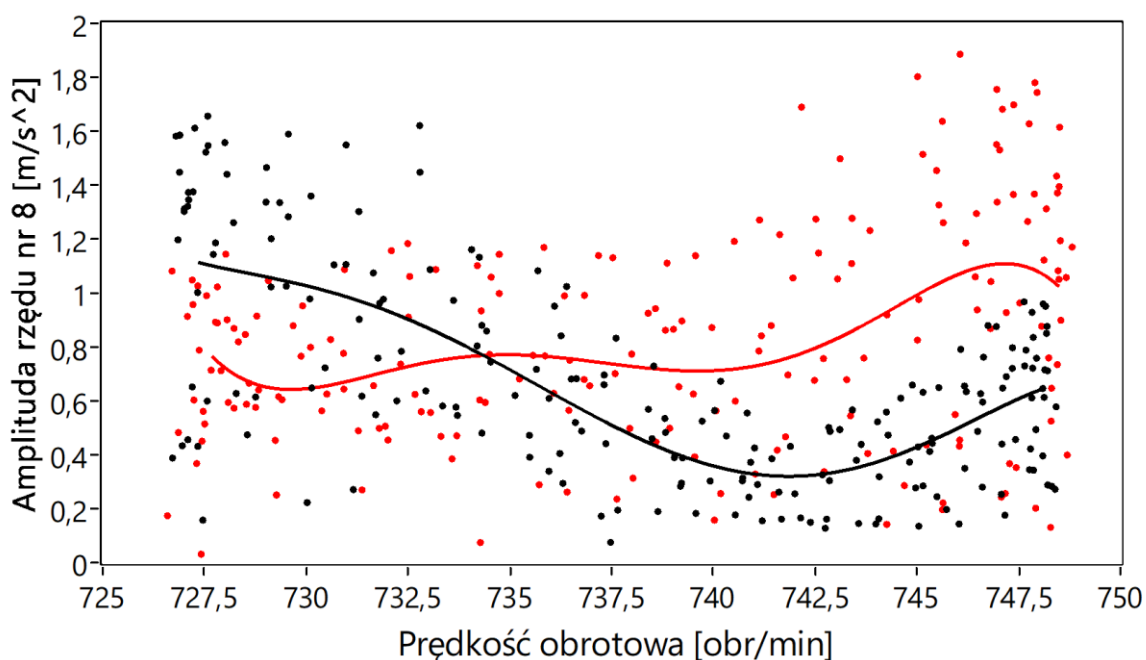


Rys. 10. Amplituda rzędu nr 4 w funkcji prędkości obrotowej, która zmieniała się od wpływem obciążenia, dla układu sprawnego (kolor czarny) oraz dla układu z poluzowaną łoża silnika napędzającego (kolor czerwony) - kierunek w poprzek wału

Tabela 1. Parametry statystyczne wyznaczone na podstawie wartości amplitudy rzędu nr 4.

	$RMSD$ [m/s ²]	ΔA_{max} [m/s ²]	$rRMSD$ [-]	$r\Delta A_{max}$ [-]
Nieprawidłowe posadowienie silnika	0,43	2,01	0,65	1,07

Podobna sytuacja występuje w przypadku analizy przeprowadzonej dla rzędu nr 8 przedstawionego na Rys. 11. Dla niektórych wartości prędkości obrotowej wartości te zmieniają się ponad dwukrotnie, co zaobserwować można analizując wartości parametrów statystycznych umieszczonych w tabeli 2.



Rys. 11. Amplituda rzędu nr 8 w funkcji prędkości obrotowej, która zmieniała się od wpływem obciążenia, dla układu sprawnego (kolor czarny) oraz dla układu z poluzowaną łapą silnika napędzającego (kolor szary) - kierunek w poprzek wału

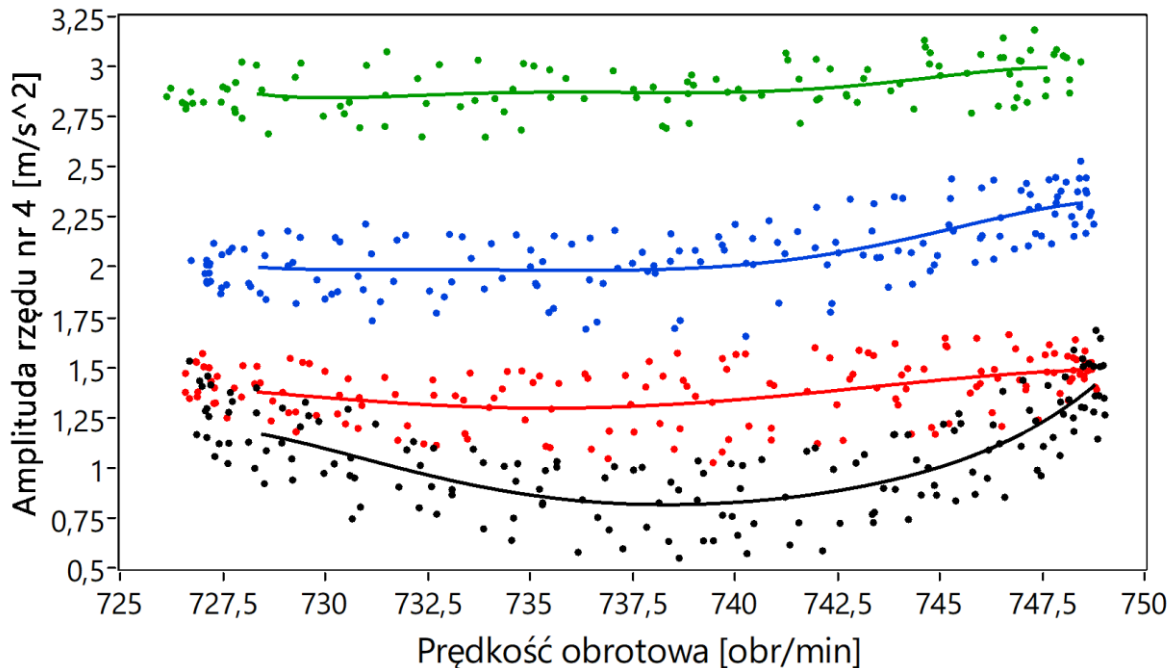
Tabela 2. Parametry statystyczne wyznaczone na podstawie wartości amplitudy rzędu nr 8.

	$RMSD$ [m/s ²]	ΔA_{max} [m/s ²]	$rRMSD$ [-]	$r\Delta A_{max}$ [-]
Nieprawidłowe posadowienie silnika	0,82	0,58	0,36	1,54

4.2. Niewspółosiowość wałów

Stan niewspółosiowości wałów objawia się zmianą amplitudy dla drugiej harmonicznej, a w przypadku zastosowania sprzęgła zaobserwować można wzrost amplitudy harmonicznej wynikającej z liczby zębów (kłów) sprzęgła [4]. W tym przypadku zastosowano sprzęgło o liczbie kłów równej 4. Z uwagi na fakt, że niewspółosiowość wałów występuje na wale wyjściowym przekładni, na którym przeprowadzony był pomiar prędkości obrotowej, należy

analizować rząd o numerze 4. Zależność amplitudy rzędu od prędkości obrotowej dla różnego stopnia rozosiowania przedstawiono na Rys. 12.



Rys. 12. Amplituda rzędu nr 4 w funkcji prędkości obrotowej, która zmieniała się od wpływem obciążenia, dla układu sprawnego (kolor czarny), dla układu rozosiowanego podkładka 0.5mm (kolor czerwony), dla układu rozosiowanego podkładka 1mm (kolor niebieski), dla układu rozosiowanego podkładka 1.5 mm (kolor zielony)

Dla układu poprawnie pracującego oraz rozosiowanego z zastosowaniem podkładki 0,5 mm różnice w wartościach amplitudy występują w środkowym paśmie prędkości obrotowej. Gdyby układ pracował cały czas pod pełnym obciążeniem (prędkość obrotowa równa 727,5 obr/min) monitorowanie amplitudy rzędu nie wykryłoby uszkodzenia. Podobnie dla układu nieobciążonego (750 obr/min). Dla kolejnych stopni rozosiowania różnice są znaczące, a amplituda utrzymuje się na stałym poziomie dla różnego obciążenia. W tabeli 3 przedstawiono zestawienie parametrów statystycznych dla różnego stopnia rozosiowania. Zaobserwować można wyraźny wzrost wszystkich wyznaczonych parametrów. Należy zwrócić uwagę, że już w przypadku najmniejszego rozosiowania układu (0,5 mm) wartość parametrów względnych $rRMSD$ i $r\Delta A_{max}$ jest znacząca, co umożliwia zastosowanie tych parametrów w systemach ciągłego monitorowania.

Tabela 3. Parametry statystyczne wyznaczone na podstawie wartości amplitudy rzędu nr 4.

	$RMSD$ [m/s^2]	ΔA_{max} [m/s^2]	$rRMSD$ [-]	$r\Delta A_{max}$ [-]
Rozosiowanie 0,5 [mm]	0,46	0,51	0,41	0,62
Rozosiowanie 1 [mm]	1,19	1,19	1,09	1,44
Rozosiowanie 1,5 [mm]	2,10	2,06	1,93	2,52

5. Podsumowanie

W pracy podjęto problem oceny stanu technicznego maszyn pracujących w zmiennych warunkach. Zwrócono szczególną uwagę na zależność parametrów diagnostycznych od obciążenia badanego obiektu. Funkcja opisująca zmiany wartości amplitud rzędów charakterystycznych od obciążenia jest różna dla poszczególnych rzędów w badanym punkcie pomiarowym.

Przeprowadzono czynny eksperyment diagnostyczny, w którym wykazano, że pominięcie wpływu obciążenia może mieć skutki w końcowej diagnozie stanu maszyn. Przeanalizowano dwa typy uszkodzenia: nieprawidłowe posadowienie silnika oraz niewspółosiowość linii wałów. W obydwu typach uszkodzeń wykazano znaczący wpływ obciążenia na analizowane parametry diagnostyczne, w tym przypadku na wartości amplitud rzędów. Uwzględnienie zmian wartości parametrów w zależności od obciążenia układu może być kluczowe w początkowych stadiach uszkodzeń lub w przypadku uszkodzeń generujących drgania o stosunkowo małych amplitudach.

W pracy bazowano na amplitudach przyspieszenia drgań dla rzędów charakterystycznych wyznaczonych z wykorzystaniem analizy rzędów, która pozwala na precyzyjne monitorowanie składowych harmonicznym sygnału wibroakustycznego maszyn pracujących przy zmiennych obrotach.

W artykule zaproponowano zastosowanie parametrów statystycznych $RMSD$, ΔA_{max} oraz względnych $rRMSD$, $r\Delta A_{max}$, które są miarą odległości krzywej wyznaczonej dla diagnozowanej maszyny od krzywej wzorcowej (wyznaczonej podczas poprawnej pracy maszyny). Przeprowadzone badania na stanowisku laboratoryjnym wykazały, że zmiany tych parametrów niosą informacje o stanie technicznym badanej maszyny pracującej przy zmiennym obciążeniu.

Metodę można dopasować do innego badanego obiektu wyznaczając zależności funkcyjne pomiędzy prędkością obrotową a amplitudą przyspieszenia drgań rzędów charakterystyczny dla stanu bez uszkodzeń. Następnie należy traktować wyznaczone zależności jako wzorcowe w diagnozowaniu danego obiektu.

Podziękowania: Praca została zrealizowana ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego [nr 15.11.130.840].

Literatura

1. Baruch K, Szeląg A, Rubacha J, Hałoń K. An engineering method to measure the impact sound reduction due to soft coverings on heavyweight floors. *Applied Acoustics* 2018; 142: 18–28. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.08.006>
2. Braun S, Seth B B. On the extraction and filtering of signals acquired from rotating machines. *Journal of Sound and Vibration* 1979; 65(1): 37-50. [http://dx.doi.org/10.1016/0022-460X\(79\)90526-1](http://dx.doi.org/10.1016/0022-460X(79)90526-1)
3. Burdzik R, Konieczny Ł, Warczek J, Cioch W. Adapted linear decimation procedures for TFR analysis of non-stationary vibration signals of vehicle suspensions. *Mech. Res. Commun* 2017; 82: 29–35. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechrescom.2016.11.002>

4. Cempel C. Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. Warszawa: Wydawnictwo Naukowo Techniczne, 1982.
5. Cioch W, Knapik O, Leśkow J. Finding a frequency signature for a cyclostationary signal with applications to wheel bearing diagnostics, *Mechanical Systems and Signal Processing*. spec. iss.: Condition monitoring of machines in non-stationary operations 2013; 38(1): 55-64. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2012.12.013>
6. Dąbrowski D. Condition monitoring of planetary gearbox by hardware implementation of artificial neural networks. *Measurement* 2016; 91: 295–308. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2016.05.056>
7. Jaramillo V H, Ottewill J R, Dudek R, Lepiarczyk D, Pawlik P. Condition monitoring of distributed systems using two-stage Bayesian inference data fusion, *Mechanical Systems and Signal Processing* 2017; 87(A), 91–110. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.10.004>
8. Lei Y, Lin J, Zuo M J, He Z. Condition monitoring and fault diagnosis of planetary gearboxes: A review, *Measurement* 48 (2014) 292–305. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2013.11.012>
9. Lenart L, Leśkow J, Synowiecki R. Subsampling in estimation of autocovariance for periodically correlated time series. *Journal of Time Series Analysis* 2008; 29(6): 995-1018. <http://dx.doi.org/10.1111/j.1467-9892.2008.00591.x>
10. National Instrument. LabVIEW Order Analysis Toolkit User Manual. 2005.
11. Ottewill J R, Orkisz M. Condition monitoring of gearboxes using synchronously averaged electric motor signals. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2013; 38(2): 482-498. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2013.01.008>
12. Pan M C, Chiu C C. Investigation on improved Gabor order tracking technique and its applications. *Journal of Sound and Vibration* 2006; 295(3-5): 810-826. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2006.01.046>
13. Pawlik P, Lepiarczyk D, Dudek R, Ottewill J R, Rzeszuciński P, Wójcik M, Tkaczyk A. Vibroacoustic study of powertrains operated in changing conditions by means of order tracking analysis. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2016; 18(4), 606–612. <http://dx.doi.org/10.17531/ein.2016.4.16>
14. Popiołek K, Pawlik P. Diagnosing the Technical Condition of Planetary Gearboxes Using an Artificial Neural Network Based on Analysis of Non-Stationary Signals, *Diagnostyka* 2016; 17(2), 57–64.
15. Randall R B. Frequency Analysis. Denmark: Bruel & Kjaer, 1987.
16. Shao H, Jin W, Qian S. Order tracking by discrete Gabor expansion, *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement* 2003; 52(3): 754–761. <http://dx.doi.org/10.1109/TIM.2003.814670>

17. Stępień B, A comparison of classical and Bayesian interval estimation for long-term indicators of road traffic noise, *Acta Acustica united with Acustica* 2018; 104, 6, 1118-1129. <https://doi.org/10.3813/AAA.919276>
18. Urbanek J, Barszcz T, Strączkiewicz M, Jablonski A. Normalization of vibration signals generated under highly varying speed and load with application to signal separation. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2017; 82, 13-31. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.04.017>