

MIECZYŚLAW ZAJĄC*

METODY FALKOWE W BADANIU USZKODZEŃ UKŁADU PRZENIESIENIA NAPĘDU

WAVELET ANALYSIS FOR LOCATION OF FAULTS ON DRIVE TRANSMISSION SYSTEM

Streszczenie

W dynamice maszyn roboczych napędzanych silnikami elektrycznymi zagadnienia nieliniowości układu przeniesienia napędu odgrywają istotną rolę, zwłaszcza w przypadku konieczności przeprowadzenia identyfikacji uszkodzeń. W artykule przedstawiono i przeanalizowano przykład zastosowania analizy falkowej do badania wybranych uszkodzeń nieliniowego układu przeniesienia napędu, takich jak: występowanie luzu w połączeniach mechanicznych i uszkodzenie łożyska tocznego. Uwzględniono też przypadek nieliniowego tłumienia w układzie maszyny roboczej.

Słowa kluczowe: analiza falkowa, napęd elektryczny, układy nieliniowe

Abstract

In dynamics of milles driven with electric engines issues of the drive transmission systems nonlinearity will matter greatly, especially in case of the need to conduct the identification of faults. The paper presents an example of applying wavelet analysis for investigating chosen faults in the non-linear arrangement of the drive transmission so as: appearing of backlash in mechanical connections and damaging a roller bearing. Also a case of non-linear damping in the arrangement of the mill was taken into account.

Keywords: wavelet analysis, electric drive, nonlinear systems

* Dr hab. inż. Mieczysław Zajęc, Katedra Automatyki i Technik Informatycznych, Wydział Inżynierii Elektrycznej i Komputerowej, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Celem artykułu było przedstawienie na przykładach symulacyjnych możliwości generowania sygnałów diagnostycznych z wykorzystaniem transformacji falkowych w nieliniowych układach przeniesienia napędu, tj. zawierających luzy, nieliniowe elementy sprężysto-tłumiące czy też uszkodzone łożyska. Przyjęto, że podstawą wnioskowania diagnostycznego są informacje ukryte w mierzalnych sygnałach. Należy więc dążyć do wydobycia tych informacji i skojarzenia ich ze zmianami pojawiającymi się w elementach przeniesienia napędu, które mogą być skutkiem występowania uszkodzeń [13]. Posługując się dyskretną reprezentacją sygnałów, otrzymujemy szeregi czasowe odpowiadające wartościom wybranych zmiennych opisujących dynamikę układu w czasie rozruchu, zmian obciążenia i hamowania maszyn. Są one często przykładami sygnałów niestacjonarnych, głównie ze względu na nagłe i krótkotrwałe skoki obciążenia. W procesie rozpoznawania stanu monitorowanego obiektu istotne jest określenie związku pomiędzy parametrami sygnałów diagnostycznych a pojawiającymi się uszkodzeniami takiego obiektu. W przypadkach występujących w nim zjawisk, generujących składowe o wysokich częstotliwościach w relatywnie krótkim przedziale czasu w porównaniu ze stałymi czasowymi obiektu, konieczne jest wykorzystanie metod czasowo-częstotliwościowych o zmiennej rozdzielczości [12]. Zastosowanie analizy falkowej jako metody badawczej jest więc uzasadnione.

W ostatnich latach tematyka ta jest przedmiotem licznych publikacji. Można wśród nich znaleźć przykłady zastosowania podobnych technik w diagnostyce układów nieliniowych [11], w tym do wykrywania mikropęknięć na powierzchni bieżni łożyska [9] czy też jego elementu tocznego [6], a także w elementach łączących [1, 14]. Jednak modele opisujące te zjawiska nie są jak dotychczas w pełni rozpoznane, zwłaszcza modele diagnostyczne tych układów wykorzystywane w sterowaniu. W diagnostyce procesów mamy często do czynienia ze sprzężonym układem automatycznego sterowania [12]. Aktualnie prowadzone są prace w zakresie konstruowania systemów tolerujących uszkodzenia [11].

W artykule tym w charakterze narzędzia badawczego wykorzystano dyskretną, jednowymiarową transformatę falkową. Właściwy wybór parametrów analizy przeprowadzanej tą techniką wymaga pełnego zrozumienia relacji skala–częstotliwość [2]. Zakładając, że możemy oszacować pseudo-częstotliwość składowej badanego sygnału związaną z analizowanymi zjawiskami, posługując się diadyczną, ortonormalną bazą falkową, możemy dokonać wyboru kształtu falki podstawowej i poziomu dekompozycji w taki sposób, aby uzyskać istotny wpływ tej składowej na pewien dający się określić zakres współczynników falkowych. Zaleca się taki dobór falki podstawowej, aby ten zakres był możliwie wąski, co wykazał autor na przykładach wybranych układów elektromechanicznych w monografii [15]. Problematyka symulacji i sterowania układów zawierających luzy była przedmiotem badań przeprowadzonych przez autora i zaprezentowanych w pracy [16].

Niniejszy artykuł ma na celu zaprezentowanie kilku przykładów zastosowania metod falkowych w diagnostyce, dla obiektów zawierających nieliniowe elementy przeniesienia napędu: modele elementów dyssypatywnych, w których występuje zjawisko tarcia lepkiego, luzy w połączeniach mechanicznych i łożyska toczne z uszkodzonymi elementami tocznymi. Przyjęto, że pojęcie diagnostyki uszkodzenia obejmuje działanie łączące wykrywanie, lokalizację i identyfikację.

Praca została wykonana w Katedrze Automatyki i Technik Informacyjnych Politechniki Krakowskiej.

2. Elementy modeli układu przeniesienia napędu

2.1. Modele nieliniowych elementów dyssypatywnych

W pewnym uproszczeniu można stwierdzić, że połączenie mechaniczne silnika elektrycznego z maszyną roboczą może być typu sztywnego, sprężysto-tłumiącego lub z luzami. W rzeczywistym układzie przeniesienia napędu zazwyczaj występują jednocześnie wszystkie trzy rodzaje połączeń, choć często jedno z nich dominuje nad pozostałymi. W modelach połączeń mechanicznych należy uwzględniać rozpraszające energię mechaniczną elementy dyssypatywne, nierzadko o nieliniowych charakterystykach, reprezentujące straty energii wywołane tarciami. Model nieliniowego elementu dyssypatywnego wykorzystującego tarcie lepkie można zbudować na podstawie równania Oswalda-de Waele'a, które wyraża zależność pomiędzy lepkością cieczy nienewtonowskich η_k a prędkością ścinania [8]. Wówczas wartość siły tarcia lepkiego F przenoszonej przez tłumik, pochodzącej od naprężenia ścinającego, wywołującego przemieszczenie dx w warstwach ośrodka płynnego cieczy nienewtonowskich tłumika, wynosi:

$$F = \eta_k S \left(\frac{dv}{dx} \right)^n \quad (1)$$

gdzie:

- S – powierzchnia przekroju tłumika,
- η_k – współczynnik lepkości dynamicznej cieczy nienewtonowskiej,
- dv/dx – gradient prędkości (prędkość ścinania) jest w pewnym przybliżeniu równy względnej prędkości liniowej tłumika,
- n – bezwymiarowy wskaźnik płynięcia.

W środowisku MATLAB/Simulink zbudowano odpowiadający temu opisowi model masowo-sprężystej maszyny roboczej z nieliniowym elementem tłumiącym. Wejściem jest prędkość kątowa silnika, a wyjściem jego moment obciążenia dynamicznego.

Innego rodzaju nieliniowy element dyssypatywny reprezentuje blok *Coulomb&Viscous Friction* z biblioteki MATLAB/Simulink. Może on uwzględniać nieciągłość w zerze i jest opisany równaniem:

$$y(u) = \text{sign}(u) [K \text{abs}(u) - \text{Offset}] \quad (2)$$

W zależności (2) u oznacza sygnał wejściowy, $\text{abs}(u)$ bezwzględną jej wartość, K oznacza liniowy współczynnik tarcia, Offset jest wektorem wartości określającym granice lewo- i prawostronną tarcia coulombowskiego w zerze. Nieliniowość obciążenia w postaci nieciągłości charakterystyki wprowadza parametr Offset. Każda niezerowa wartość tego parametru oznacza nieciągłość funkcji $y(u)$ w zerze.

Model ten zakłada współlistnienie tarcia lepkiego i tarcia kinetycznego, które występuje na granicy ośrodków stałych. Wzmocnienie K wprowadza stałą wartość współczynnika dla tarcia lepkiego, zatem jest wzmocnieniem liniowym, tak jak w przypadku układu klasycznego gdzie siłę pochodzącą od tłumika wyraża iloczyn prędkości liniowej oraz stałego współczynnika tłumienia c .

Do badań przyjęto następujące dane: współczynnik sprężystości $k = 25$ N/m, masa $m = 5$ kg, oraz:

- dla liniowego modelu dyssypatywnego: współczynnik tłumienia $c = 110$ Ns/m,
- dla nieliniowego modelu Oswalda-de Waele'a: $n = 0,625$, współczynnik lepkości dynamicznej $\eta = 400$ Pa sⁿ, powierzchnia przekroju tłumika $S = 0,001$ m²,
- dla nieliniowego modelu *Coulomb&Viscous Friction*: wzmocnienie $K = 110$, parametr Offset = 5.

2.2. Modele z silnymi nieliniowościami w układzie przeniesienia napędu

W niniejszym artykule luz definiuje się jako różnicę kątów wału silnika φ_1 i maszyny roboczej φ_2 liczoną w mierze łukowej. Pojawienie się luzów w połączeniach mechanicznych jest powodem powstawania zjawiska polegającego na tym, że układ pracuje niejako w dwóch stanach. Pierwszy stan to tzw. wybieranie luzu. Wówczas silnik pracuje na biegu jałowym, pokonując własne oporu ruchu. Po obrocie wału silnika o pewien kąt φ następuje sztywne lub sprężyste sprzęgnięcie silnika z maszyną roboczą. Wówczas luz jest już wybrany i układ pracuje w stanie drugim, którego cechy opisują zwykle równania dynamiki [16]. Praca w obu stanach może powtarzać się, powodując niekiedy niebezpieczne udary obciążeń elementów układu, co pokazał w wyniku badań symulacyjnych autor pracy dyplomowej [4]. Obecność, powiększającej się w okresie eksploatacji, strefy luzu w przekładni i powtarzające się mechaniczne rozsprzęganie silnika z maszyną roboczą może być czynnikiem destabilizującym działanie napędu.

Szczególnie trudnym w sterowaniu obiektem jest układ zawierający jednocześnie luz i połączenia sprężyste. Model zakładający idealną sztywność elementów mechanicznych (zwłaszcza wałów silników) prowadzi w chwili wybrania luzu do występowania zderzenia idealnie niesprężystego. Założenie takie jest uzasadnione przy modelowaniu układów napędowych małej mocy i przy momentach mechanicznych o ograniczonych wartościach. W przypadku obecności połączeń sprężystych (np. sprężystości wałów silników) zauważalne są negatywne zjawiska, zwłaszcza w chwili wybrania luzu [16].

W praktyce zasada działania systemów sterowania w układzie z luzem polega zwykle na odpowiednim przełączaniu działania algorytmów sterujących w różnych stanach pracy układu. W przypadku napędu bez elementów sprężystych istniejące rozwiązania stosują zwykle przełączanie pomiędzy trzema algorytmami sterowania, a dla układu zawierającego elementy sprężyste – między czterema. Dla etapów wybierania luzu podczas rozruchu i podczas nawrotu stosuje się następujące rozwiązania:

- dla rozruchu sterowanie, wymuszające stałą, niewielką różnicę prędkości silnika i maszyny roboczej,
- dla fazy nawrotu sterowanie czasowo-optimalne lub minimalizujące kwadratowy wskaźnik jakości.

Sterowania te wymagają informacji o chwilowych prędkościach wałów silnika i maszyny roboczej oraz prądu twornika.

2.3. Modele uszkodzeń łożysk tocznych i drgań fundamentów

Pierwotnymi symptomami uszkodzenia łożysk są pojawiające się mikropęknięcia na powierzchni bieżni lub elementu tocznego [9]. W artykule przyjęto, że w chwili napotkania

przez elementy toczone takiego mikropęknięcia na bieżni, powstają mechaniczne uderzenia, które w pewnym przybliżeniu można traktować jako impulsy wymuszeń (sił) oddziałujących poprzez obudowę maszyny na sprężysty fundament [6].

Uproszczony model takiego procesu dynamicznego zbudowano w pracy [3]. Na podstawie zarejestrowanego kąta obrotu wirnika maszyny indukcyjnej generowano impulsy siły wymuszającej drgania fundamentu. Moment wygenerowania impulsu zależy od aktualnej wartości kąta obrotu wirnika, a czas trwania impulsu od jego chwilowej prędkości. Obie wielkości da się wyznaczyć w wyniku symulacji, zakładając działanie określonego obciążenia. Do badań tej pracy przyjęto obniżone obciążenie wentylatorowe o wartości $m_0 = 0,9 \cdot \omega_m^2$, gdzie ω_m – jest chwilową prędkością wirnika.

W badaniach założono, że początkowy zakres kątowy mikropęknięcia na powierzchni elementu toczonego obejmuje kąt 2° (0,0349 radiana). Przyjęto również, że po pewnym czasie eksploatacji następuje dalsza degradacja i zakres defektu łożyska powiększa się dwukrotnie, tj. do wartości kąta 4° , a po dalszym upływie czasu do 6° . Impuls siły jest więc generowany, aby symulować zjawisko uderzenia elementu toczonego o powierzchnię bieżni w miejscu powstałego pęknięcia i czas jego trwania jest proporcjonalny do wartości tego kąta.

Dokładne określenie amplitudy impulsu generowanej siły oddziałującej na obudowę silnika i wymuszającej drgania fundamentu jest trudne. Wykorzystano w tym zakresie dane eksperymentalne opublikowane w pracy [5]. Przyjmując, że masa wirnika wynosi około 30–40% całkowitej masy silnika, co daje około 15 kg, wyliczono wartość siły oddziałującej na łożysko $B = 0,2 \cdot 15 \cdot 9,81 \cong 29,4$ N.

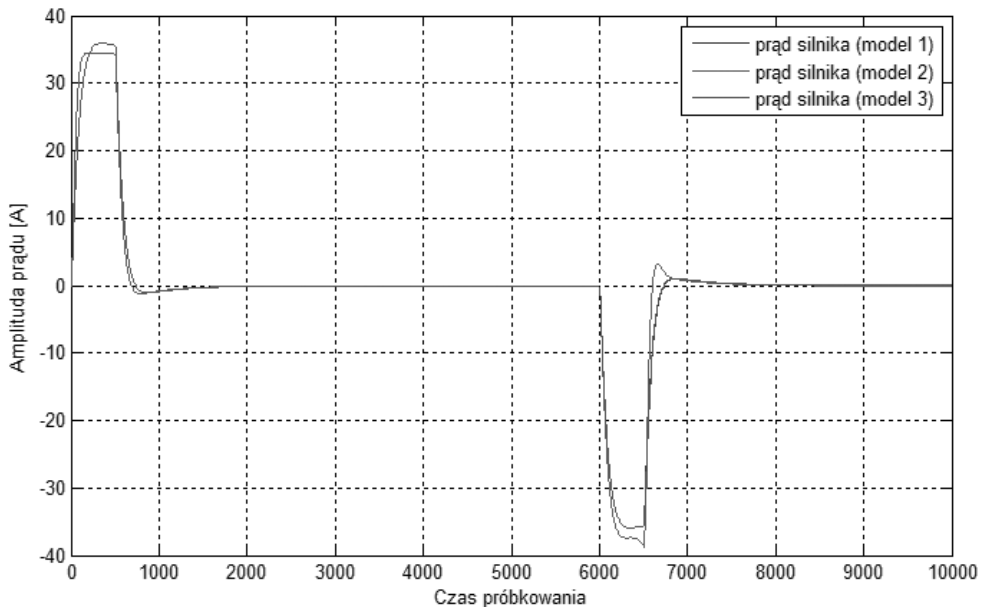
W dyskretnym modelu symulacyjnym występuje problem z dokładnym odwzorowaniem początku i końca generowanego impulsu siły. Wynika to z ograniczeń, jakie nakłada przyjęta w modelu symulacyjnym częstotliwość próbkowania. Można szacować, że podczas ustalonych obrotów silnika, kiedy jego prędkość jest maksymalna, w czasie 0,0001 s, odpowiadającym odległości w czasie dwóch kolejnych elementów badanego szeregu czasowego (częstotliwość próbkowania wynosi 10 [kHz]), wirnik obróci się o kąt wynoszący około $0,85^\circ$. Nie jest więc możliwa dokładna generacja impulsu siły.

Założono stały zakres kątowy mikropęknięcia, dopuszczając niewielkie przesunięcie czasowe momentów początkowego i końcowego trwania impulsu, uzależniając moment początkowy od chwili, w której wirnik znajdzie się z dokładnością do $0,85^\circ$ wewnątrz zakresu mikropęknięcia. Szerokość pojedynczego impulsu jest więc w tym ujęciu wprost proporcjonalna do stopnia degradacji łożyska. W procesie symulacji pracy maszyny, po każdorazowym wykonaniu obrotu wirnika o kąt wynoszący około 360° , opisana wyżej procedura powtarza się.

3. Przykłady analizy stanów dynamicznych układu przeniesienia napędu

3.1. Badanie modeli nieliniowych elementów dyssypatywnych

Przyjęto, że obciążenie silnika obcowzbudnego prądu stałego stanowiły modele maszyn roboczych zawierające nieliniowe elementy dyssypatywne (model Oswalda de Waele'a i model typu *Coulomb&Viscous Friction*) oraz maszyna robocza z liniowym elementem dyssypatywnym.



Rys. 1. Przebiegi czasowe prądu twornika w przypadku nieliniowych charakterystyk tłumienia

Fig. 1. Rotor current waveforms in the case of non-linear damping characteristics

Stanowiły one obciążenie silnika obcowzbudnego prądu stałego, używanego w napędach obrabiarek. Był to silnik typu DMP-56DF4/5680 o następujących parametrach: maksymalne napięcie twornika 107 V, prąd znamionowy $I_N = 9$ A (przy momencie znamionowym 7,4 Nm), rezystancja twornika $R_w = 1,75 \Omega$, indukcyjność uzwojeń twornika $L_w = 0,037$ H, moment bezwładności twornika $J = 0,015$ kg m² prędkość obrotowa $n = 1200$ obr/min (max). Zastosowano klasyczny kaskadowy układ regulacji, ze wzmacnieniem w torze pomiaru prądu równym $K_i = 0,33$ i wzmacnieniem w torze pomiaru prędkości $K_w = 0,301$. Przyjęto nastawy regulatora prędkości typu PI: $K_v = 4,7$, $T_1 = 0,46$ oraz regulatora prądu: $K_r = 0,47$, $T_2 = 0,0313$. Horyzont czasowy symulacji wyniósł 10 sekund i objął pełny cykl pracy napędu wraz z okresami rozruchu, pracy ustalonej i hamowania. Przyjęto częstotliwość próbkowania 1 kHz. Przebiegi czasowe prądu twornika dla wszystkich trzech obciążeń opisanych w rozdziale 2.1 przedstawiono na rys. 1.

Jak łatwo zauważyć, w dziedzinie czasu przebiegi modelu liniowego (model 1) i modelu Oswalda-de Waele'a (model 2) mają zbliżony, trudny do rozróżnienia charakter. Różnice są widoczne, jak pokazano niżej, w domenie czasowo-częstotliwościowej.

W celu uzyskania dobrej selektywności detali analizę falkową przeprowadzono dla wybranego fragmentu procesu obejmującego końcową fazę hamowania (próbki z zakresu 6400 do 6912). Zastosowano jednowymiarową dyskretną analizę falkową *Wavelet 1-D* z pakietu *Wavemenu* środowiska MATLAB. Wynik analizy przeprowadzonej z wykorzystaniem falki db4 na 9 poziomach dekompozycji przedstawiono na rys. 2 w formie przebiegu detalu na pierwszym poziomie dekompozycji. Wyboru tego poziomu dokonano, szukając wartości m spełniającej układ nierówności:

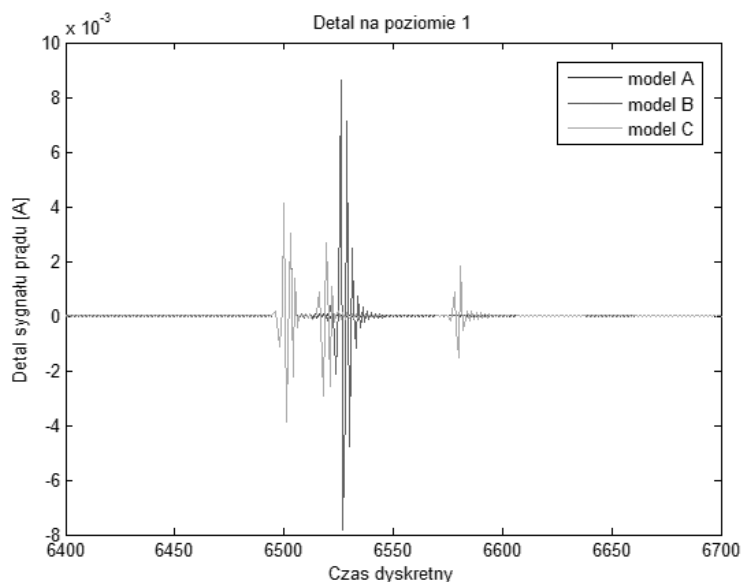
$$\log_2 \left(\frac{\omega_{\min}}{\omega_s} \right) \leq m \leq \log_2 \left(\frac{\omega_{\max}}{\omega_s} \right) \quad (3)$$

gdzie:

- ω_s – częstotliwość związana ze składową sygnału niosącą informację o uszkodzeniu,
- $[\omega_{\min}, \omega_{\max}]$ – przedział częstotliwości, w którym wybrana falka podstawowa $\psi(t)$ skupia swoją energię, przy czym różnica $\omega_{\max} - \omega_{\min}$ jest szerokością pasma tej falki.

W chwili odpowiadającej 6,5 sekundy na osi czasu objawia się efekt nieciągłości charakterystyki tłumienia układu *Coulomb&Viscous Friction*. Efekt ten występuje również, choć z mniejszym natężeniem, w chwili 6,57 sekundy.

Na rysunku 2 pokazano przebiegi detali falkowych na pierwszym (charakteryzującym się najwyższą częstotliwością) z dziewięciu poziomów dekompozycji. Dla uzyskania większej selektywności obrazu ograniczono obserwację do przedziału czasu (6,4 s – 6,7 s). Wykres detali pozwala na dokonanie szacunkowej oceny ilościowej różnic charakterów przebiegów prądu twornika dla napędu obciążonego nieliniowymi elementami dyssypatywnymi, których charakter określają modele: liniowy (model 1) i Oswalda-de Waele’a (model 2). Różnice te są bardzo trudne do wykrycia podczas przeprowadzania analizy przebiegów czasowych prądu twornika przedstawionych na rys. 1, który odpowiada pełnemu zakresowi czasowemu eksperymentu symulacyjnego (0,0 s – 10,0 s).

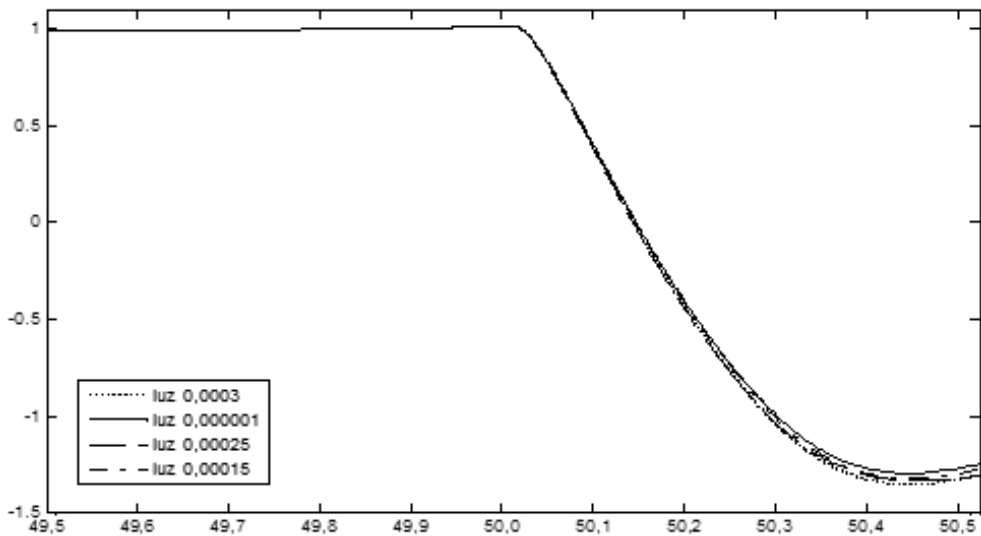


Rys. 2. Porównanie detali na 1/9 poziomie dekompozycji

Fig. 2. Comparison of the detail coefficients on the 1/9 decomposition level

3.2. Badanie modeli z silną nieliniowością (luzem)

Analiza falkowa może być także dobrym narzędziem dla określenia szerokości strefy luzu, powiększającej się stopniowo w procesie eksploatacji. Co ważne, określanie szerokości strefy luzu tą metodą może być przeprowadzane w czasie normalnej pracy napędu, bez konieczności przerywania procesu technologicznego. Autor przeprowadził symulację napędu po dokonaniu rozruchu w stanie ustalonym, zakładając, że luz jest w początkowej fazie powstawania i trudno jest wykryć jego obecność, wykorzystując charakterystyki czasowe prądu i prędkości twornika. Na rys. 3 pokazano fragment przebiegu czasowego prądów twornika dla różnych, niewielkich wartości luzów, zakładając że nastąpiła skokowa zmiana obciążenia. Zastosowano częstotliwość próbkowania 10 kHz.



Rys. 3. Przebiegi czasowe prądu twornika dla różnych, małych wartości strefy luzu

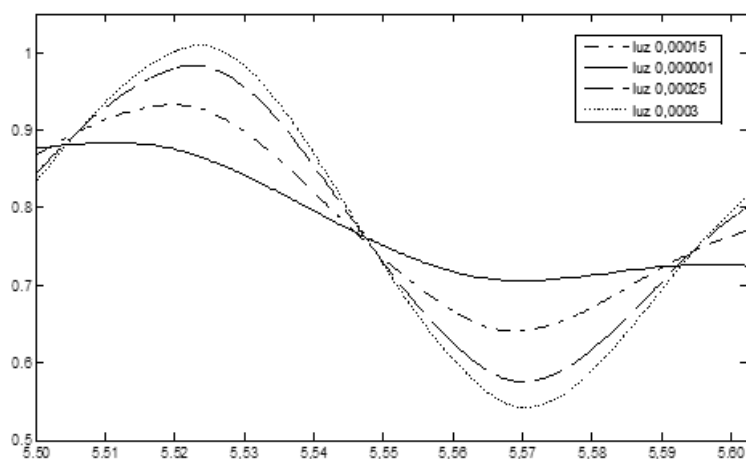
Fig. 3. Armature current waveforms for various small values of backlash

Po sprawdzeniu warunku częstotliwościowego, określonego układem nierówności (5), do przeprowadzenia analizy wybrano falkę podstawową typu db5.

Przeprowadzenie analizy falkowej prądu twornika i porównanie odpowiednich wartości współczynników rozwinięć w dużym stopniu ułatwia wyciąganie wniosków o pojawieniu się niewielkiego luzu w układzie przeniesienia napędu, a także pozwala na dokonanie oszacowania szerokości jego strefy.

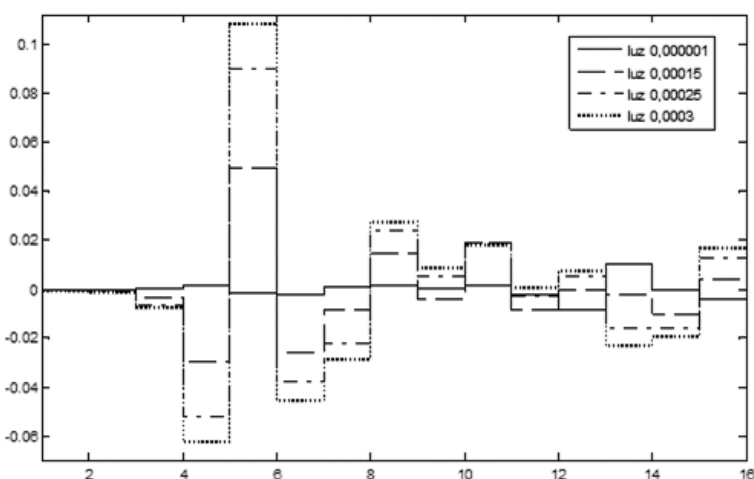
Do badań wykorzystano przebiegi w przedziale czasu obejmującym otoczenie punktu $t = 5$ s, kiedy już impuls obciążenia zanikł i układ znalazł się przez chwilę w strefie luzu. Szeregi czasowe odpowiadające temu odcinkowi objęły 1024 próbki sygnału.

Analiza objęła cztery przypadki: układ przeniesienia napędu pracujący praktycznie bez luzu oraz 3 przypadki występowania luzu o wartościach: 0,00015, 0,00025 i 0,0003 (wielkości te wyrażono w radianach).



Rys. 4. Przebiegi detali prądu twornika na 6 poziomie dekompozycji

Fig. 4. Waveforms of current detail coefficients on the 6 decomposition level



Rys. 5. Porównanie współczynników falkowych rozwinięcia db5 dla różnych szerokości strefy luzu

Fig. 5. Comparison of the db5 wavelet coefficients for different values of backlash

Na rysunku 4 pokazano aproksymacje falkowe prądu twornika, natomiast na rys. 5 porównanie współczynników rozwinięcia falkowego dla falki db5 na 6 poziomie dekompozycji.

Wykonane symulacje wykazały, że w przypadku braku obciążenia, kiedy układ najczęściej wchodzi w strefę luzu, energia aproksymacji falkowej jest znacznie większa niż energia wszystkich falkowych detali. Aproksymacja skupia ponad 90% całej energii sygnału diagnostycznego. Rozkład procentowy energii pomiędzy aproksymacjami i poszczególnymi detalami sygnału prądu pokazano w tabeli 1. Dysproporcja ta staje się mniejsza wraz ze

wzrostem szerokości strefy luzu. Fakt ten może stanowić cenną wskazówkę przy szacowaniu szerokości strefy luzu i określaniu prędkości poszerzania się tej strefy podczas dłuższego okresu eksploatacji napędu. Dodatkowej informacji może dostarczyć analiza parametrów statystycznych rozwinięcia falkowego, takich jak np. odchylenie standardowe detali.

W tabeli 1 energia sygnału prądu twornika rozumiana jest jako wielkość skalarna proporcjonalna do sumy kwadratów amplitud poszczególnych składowych sygnału, czyli amplitud jego aproksymacji na poziomie niskiej częstotliwości i amplitud poszczególnych dziesięciu detali.

Wyniki przeprowadzonych badań znajdują potwierdzenie w oszacowaniach analitycznych dotyczących określenia rodzaju falki i skali przekształcenia. Wybór skali dla przyjętej do badań falki oparto na konieczności spełnienia warunku zbliżonych wartości: pseudo-częstotliwości falki użytej do analizy i oszacowania częstotliwości sygnału prądu, która jest skutkiem wystąpienia luzu. Dla falki db5 należy wybierać poziom dekompozycji odpowiadający oszacowaniu częstotliwości zaburzeń sygnału badanego spowodowanych obecnością luzu w układzie przeniesienia napędu, która wynosi około 10,8 Hz.

Tabela 1

Zestawienie informacji energetycznych o wyniku dekompozycji falkowej (falka db5) sygnału prądu twornika dla różnych szerokości strefy luzu w układzie przeniesienia napędu

Szer. strefy luzu	0,000001	0,00015	0,00025	0,0003
Aproksymacja	99,9777	99,7531	99,4017	99,1638
Detal 1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Detal 2	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Detal 3	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Detal 4	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Detal 5	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Detal 6	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Detal 7	0,0000	0,0001	0,0002	0,0003
Detal 8	0,0001	0,0034	0,0105	0,0156
Detal 9	0,0019	0,0315	0,0856	0,1255
Detal 10	0,0204	0,2119	0,5019	0,6948

3.3. Badanie efektów uszkodzeń łożysk tocznych

Symulacja uszkodzeń łożysk tocznych i własności sprężystych fundamentów, na których posadowiona jest maszyna, wymaga określenia formy modeli i przeprowadzenia identyfikacji parametrów, a więc szerokiej wiedzy interdyscyplinarnej. Dla wyliczenia charakteru przebiegów drgań mechanicznych silnika asynchronicznego z obniżonym obciążeniem wentylatorowym w przypadku uszkodzenia łożyska należy oszacować wartość siły wymuszającej drgania fundamentu.

Przyjęto uproszczenie, że ruch fundamentu objawia się jedynie drganiami w pionie. Wprowadzono też wiele innych założeń upraszczających, których zasadność badano w pracy dyplomowej [3]. Pominięto m.in. wpływ bezwładności podłoża na częstość drgań własnych fundamentów (w układach rzeczywistych nie przekracza on 10%), zaniedbano wpływ tłumienia na częstość drgań własnych. Przyjęto, że zależność między naciskiem funda-

mentu na podłoże a jego odkształceniem (ugięciem) jest liniowa, nie uwzględniono wpływu nacisku gruntu na boczne ściany badanego fundamentu oraz przyjęto, że reakcje normalne podłoża rozkładają się liniowo – co wynika z przyjęcia linowej sprężystości podłoża, a także założenia całkowitej sztywności podstawy fundamentu.

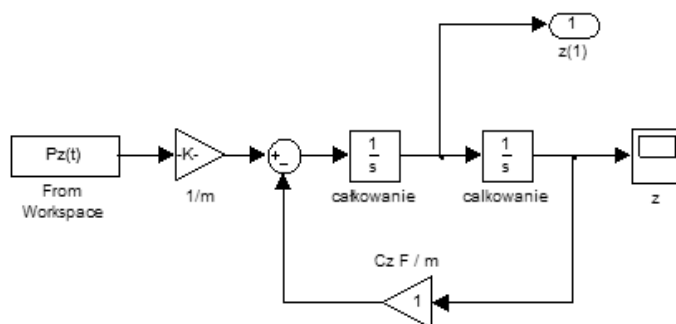
Wykorzystując ustalenia pracy [5] w kolejnym uproszczeniu przyjęto, że drgania pionowe fundamentu opisane są równaniem różniczkowym drugiego rzędu, opisującym dynamikę układu masowo-sprężystego:

$$m\ddot{z} + C_z F z = P_z(t) \quad (4)$$

gdzie:

- z – współrzędna pionowa, jej oś z przechodzi przez środek ciężkości fundamentu,
- C_z – współczynnik sztywności podłoża wyliczany według złożonych zależności przedstawionych w pracy [5],
- F – pole podstawy fundamentu,
- $P_z(t)$ – siła z jaką maszyna z uszkodzonym łożyskiem oddziałuje na fundament.

Otrzymano uproszczony model fizyczny fundamentu blokowego przedstawionego w Simulinku na rys. 6.



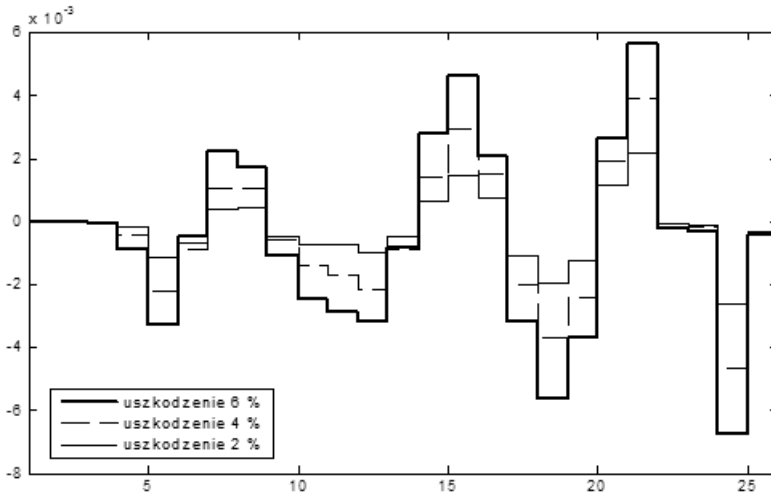
Rys. 6. Uproszczony model fundamentu pod maszyną

Fig. 6. A simplified model of the foundation for the machine

Potrzebne dane charakteryzujące fundament, jego wymiary, masę oraz współczynnik sztywności podłoża obliczono, przyjmując, że na tym fundamencie osadzono silnik Sg112M-4 firmy Tamel. Na podstawie gabarytów tego silnika oszacowano wymiary fundamentu. Siłę wymuszającą drgania fundamentu $P_z(t)$ generowano w procesie symulacji metodą opisaną w rozdziale 2.3.

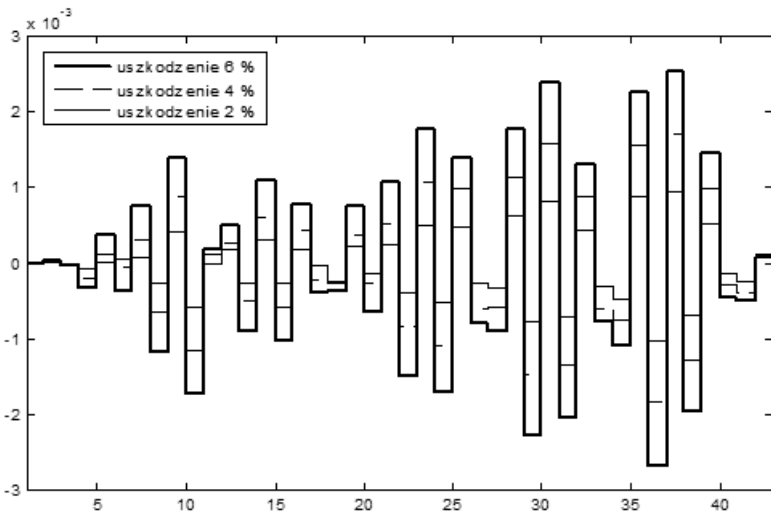
Z symulacyjnego przebiegu drgań fundamentu wydzielono zakres liczący 2048 próbek, które odpowiadały odcinkowi czasowemu od 0,550 do 0,775 s. Częstotliwość próbkowania wynosiła 10 kHz. Wybór tego odcinka czasowego pozwalał poddać analizie fragment sygnału drgań generowanych przez silnik w czasie stanu nieustalonego (rozruchu).

Wyniki jego dekompozycji falkowej przeprowadzonej z wykorzystaniem falki podstawowej db5 przedstawiono na rys. 7–9. Decyzję o wyborze falki analizującej db5 podjęto, analizując kształt falek Daubechies o różnych rzędach. Jak wynika z badań symulacyjnych, kształt falki db5 jest dość dobrze dopasowany do charakteru badanego sygnału drgań fundamentu.



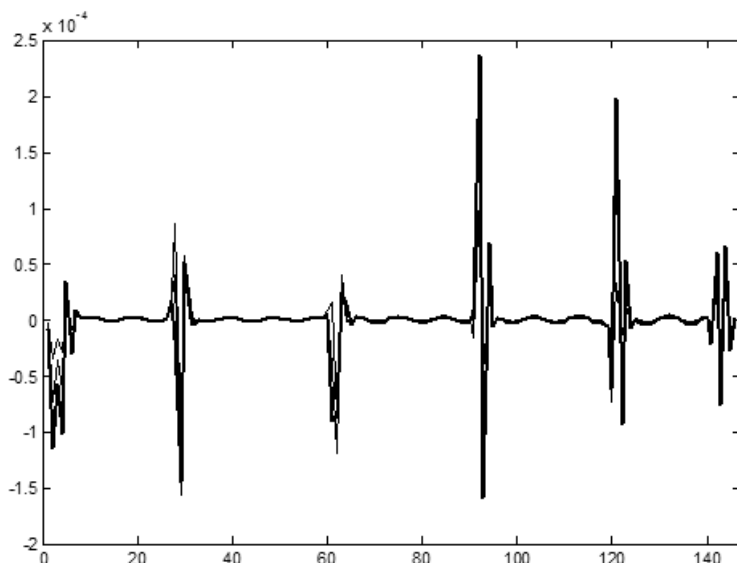
Rys. 7. Współczynniki falkowe drgań fundamentu (db5) – poziom 7

Fig. 7. Wavelet decomposition coefficients of foundation oscillations (db5), level 7



Rys. 8. Współczynniki falkowe drgań fundamentu (db5) – poziom 6

Fig. 8. Wavelet decomposition coefficients of foundation oscillations (db5), level 6



Rys. 9. Detale falkowe drgań fundamentu (db5), poziom 1

Fig. 9. Wavelet detail of foundation oscillations (db5), level 1

Badania objęły sygnały drgań fundamentu w przypadku różnych zakresów uszkodzeń łożyska maszyny. Założono, że rozruch odbywa się od chwili $t = 0$ z uszkodzonym łożyskiem. Pokazane wartości współczynników falkowych otrzymane w wyniku dekompozycji sygnału drgań dotyczą trzech stopni zakresu kąтового (2° , 4° , 6°) mikropęknięcia łożyska.

Aby pokazać chwile, w których nastąpił efekt uszkodzenia łożyska należy zaobserwować detal odpowiadający wyższej częstotliwości, wówczas jednak selektywność reprezentacji graficznej nie jest duża. Detal o najwyższej częstotliwości na rys. 9 pokazuje chwile, w których nastąpiły nieciągłości wynikłe bezpośrednio z charakterystycznych cech badanego sygnału.

W tabeli 2 przedstawiono wartości energii własnej przypadającej na poszczególne detale dla różnych zakresów uszkodzenia łożyska. Analizując wartości energii własnej detali falki db5 wraz ze zwiększaniem stopnia uszkodzenia łożyska daje się zaobserwować wyraźny wzrost energii dla detali poziomów z zakresu detal4–detail9. W celu zwiększenia skuteczności diagnozowania stopnia uszkodzenia łożysk, wskazane jest wybierać takie przedziały częstotliwościowe, w których skupiona jest największa wartość energii własnej całego sygnału. W rozpatrywanym przypadku największej energii przypada na poziomy dekompozycji 6 i 7. Przy czym zmniejszenie wartości współczynnika określającego obniżenie wartości obciążenia powoduje, że część energii sygnału przypadająca na poziom 6 zwiększa się kosztem energii poziomu 7. Spostrzeżenia te znajdują uzasadnienie, ponieważ szacuje się, że przy obniżonej wartości obciążenia silnika sygnał drganiowy charakteryzuje się większymi amplitudami w zakresie częstotliwościowym 78,125–156,25 Hz.

Analizując zmiany energii własnej detali wynikające z postępującej degradacji łożyska należy wnioskować, że dla zbliżonego do przyjętego w tej pracy zakresu wartości parametrów fundamentu największe różnice wartości energii własnych detali sygnału drganiowego,

Zestawienie wartości energii własnej aproksymacji i detali badanego sygnału drganiowego dla różnych zakresów uszkodzenia i różnych falek analizujących

Uszkodzenie 2%

Rodzaj falki	db3	db5	db7	sym5
aproksymacja	32,2529	50,2113	56,3078	83,6366
Detal 1	0,0004	0,0001	0,0001	0,0001
Detal 2	0,0056	0,0034	0,0016	0,0016
Detal 3	0,0534	0,0293	0,0175	0,0113
Detal 4	0,1166	0,0580	0,0383	0,0312
Detal 5	0,9059	0,2078	0,1145	0,1159
Detal 6	13,1017	8,3475	3,6085	4,1265
Detal 7	44,2660	29,7305	24,0796	9,7452
Detal 8	1,1715	3,4692	3,3144	0,9888
Detal 9	5,0424	2,7762	1,0016	0,1813
Detal 10	3,0836	5,1666	11,5162	1,1615

Uszkodzenie 4%

Rodzaj falki	db3	db5	db7	sym5
aproksymacja	25,0034	42,63330	49,5690	82,6435
Detal 1	0,0001	0,0001	0,0000	0,0000
Detal 2	0,0015	0,0007	0,0003	0,0004
Detal 3	0,0258	0,0129	0,0063	0,0035
Detal 4	0,0988	0,0492	0,0407	0,0233
Detal 5	0,8966	0,2042	0,1101	0,1014
Detal 6	14,3817	9,9149	4,1570	4,2695
Detal 7	49,5681	34,3317	28,2821	10,6807
Detal 8	1,2145	3,8584	3,6530	0,9946
Detal 9	5,6259	3,1795	1,1137	0,1518
Detal 10	3,1836	5,8153	13,0677	1,1313

Uszkodzenie 6%

Rodzaj falki	db3	db5	db7	sym5
aproksymacja	18,6998	33,4691	39,6756	81,6547
Detal 1	0,0001	0,0000	0,0000	0,0000
Detal 2	0,0005	0,0005	0,0003	0,0003
Detal 3	0,0076	0,0051	0,0024	0,0024
Detal 4	0,0782	0,0370	0,0413	0,0136
Detal 5	0,8817	0,2070	0,1031	0,0908
Detal 6	15,6341	11,9662	5,0640	4,5061
Detal 7	54,1595	39,7723	34,3898	11,4808
Detal 8	1,2290	4,3143	4,2113	1,0044
Detal 9	6,0953	3,6364	1,2754	0,1328
Detal 10	3,2142	6,5920	15,2371	1,1140

w związku z tym największa selektywność konieczna do przeprowadzenia procesu wnioskowania diagnostycznego, występują w paśmie częstotliwości 38–78 Hz. Informacje pozyskiwane przez układ diagnostyki z tego zakresu częstotliwości powinny być najbardziej użyteczne.

Z badań przeprowadzonych w pracy dyplomowej [3] wynika, że diagnostykę łożysk opartą na dekompozycji falkowej sygnału drganiowego należałoby przeprowadzać przy obniżonej wartości obciążenia silnika indukcyjnego, co zwiększyłoby skuteczność identyfikacji uszkodzenia.

4. Podsumowanie

Wyniki przeprowadzonych badań potwierdziły, że dla układu przeniesienia napędu, który charakteryzuje się zazwyczaj nieliniowymi charakterystykami elementów, informacja zawarta w rozkładzie współczynników falkowych wybranych sygnałów może być wykorzystywana w procesie wnioskowania o rodzaju i miejscu występowania uszkodzeń elementów tego układu. Przeprowadzone badania symulacyjne i procesy generowania sygnałów diagnostycznych z wykorzystaniem analizy falkowej wskazują, że w diagnostyce układów przeniesienia napędu użytecznymi sygnałami są prądy maszyn elektrycznych oraz sygnały opisujące drgania mechaniczne, co sugerują wyniki wielu prac, m.in. [1, 6, 9]. Odzwierciedlają one wszystkie niepożądane zjawiska zachodzące w obiekcie i ich pomiar nie sprawia większych trudności. Rzadziej wybiera się inne wielkości fizyczne, jak: moment elektromagnetyczny czy temperaturę.

Problemem do rozwiązania pozostaje jednak zadanie generowania, dla nieliniowych układów przeniesienia napędu, detekcyjnych filtrów wąskopasmowych opartych na wykorzystaniu rozwinęć falkowych. Filtry powinny być zaprojektowane w taki sposób, by spełniać trudne wymagania wczesnej diagnostyki, czyli powinny mieć zdolność wykrywania uszkodzeń o niewielkich zakresach odstępstw od stanu uznawanego za normalny, a także powinny mieć zdolność wykrywania faz dalszego rozwoju tych uszkodzeń.

W artykule wykazano na przykładach, że parametry filtru pasmowego powinny być dobierane w dwu krokach:

- poprzez właściwy dobór kształtu falek, który powinien odpowiadać charakterowi analizowanego sygnału,
- poprzez dobór odpowiedniego poziomu dekompozycji (skali).

Wykorzystano klasyczne falki pakietu Wawelet Toolbox. Kształt falek dobierano poprzez decyzję co do wyboru rodzaju i rzędu falki. Poziom dekompozycji dobierano poprzez rozwiązanie układu nierówności (3) ze względu na całkowity parametr m , który odpowiada optymalnej wartości poziomu dekompozycji przy ustalonej szerokości pasma falki, wybranej w pierwszym kroku.

W badaniach potwierdzono, że nieodpowiedni dobór falki podstawowej do charakteru badanego przebiegu lub nieodpowiedni dobór poziomu aproksymacji może skutkować rozmyciem widma istotnego czy też spowodować nieliniowe jego zniekształcenie, co utrudnia lub uniemożliwia formułowanie wniosków diagnostycznych. Badając sygnał zawierający składowe o wysokich częstotliwościach należy wybierać stosunkowo niewielkie wartości współczynników skali. Otrzymujemy wtedy falkę o krótkim nośniku, a co za tym idzie rów-

niez większą rozdzielczość w czasie. W przypadku analizy funkcji zawierającej składowe o niskich częstotliwościach, należy wybierać duże wartości parametru współczynnika skali. Uzyskujemy wówczas falki o szerokich nośnikach oraz znacznie lepszą rozdzielczość w dziedzinie częstotliwości.

Częstotliwość środkowa sygnału skojarzonego z uszkodzeniem i jego pasmo powinny mieć wpływ na wybór rodzaju falki analizującej. Transformata falkowa przy mniejszych skalach wyodrębnia składowe wielkoczęstotliwościowe badanego sygnału. Zwiększenie współczynnika skali powoduje przesunięcie umownego filtra środkowoprzepustowego w kierunku niższych częstotliwości, jednocześnie zmniejsza się pasmo, czyli zwiększa się rozdzielczość w dziedzinie częstotliwości. Właściwa interpretacja wyników analizy wymaga uwzględnienia tych spostrzeżeń.

Badania przedstawione w pracy przeprowadzono w warunkach deterministycznych. Autor prowadzi aktualnie badania, których część opublikował już w pracy [15], w których uwzględnił oddziaływanie zakłóceń stochastycznych, utrudniających diagnostykę.

Uzasadniając wybór narzędzia badawczego należy stwierdzić, że opracowane metody wykorzystujące rozwinięcia falkowe charakteryzują się jednocześnie wysoką rozdzielczością i dużą szybkością przetwarzania.

Literatura

- [1] Aktas M., Turkmenoglu V., *Wavelet-based switching faults detection in direct torque control induction motor drives*, Science, Measurement & Technology, IET, vol. 4, Issue: 6, November, 2010, 303-310.
- [2] Białasiewicz J.T., *Falki i aproksymacje*, WNT, Warszawa 2004.
- [3] Bukowiec J., *Monitorowanie drgań maszyn w oparciu o analizę falkową sygnałów*, praca dyplomowa, Katedra Automatyki, Politechnika Krakowska, 2008.
- [4] Bojko R., *Zastosowanie transformacji falkowej w diagnozowaniu układu elektromechanicznego z luzem*, praca dyplomowa, Katedra Automatyki, Politechnika Krakowska, 2010.
- [5] Cempel Cz., *Wibroakustyka stosowana*, PWN, Warszawa 1989.
- [6] Chebil J., Noel G., Mesbah M., Derihe M., *Wavelet Decomposition for the Detection and Diagnosis of Faults in Rolling Element Bearings*, Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, vol. 3, No. 4, December, 2009, 260-267.
- [7] Gaeid K.S., Ping H.W., *Wavelet fault diagnosis and tolerant of induction motor: A review*, Int. Journal of the Physical Sciences, vol. 6(3), Feb 2011, 358-376.
- [8] Jakubowski M., *Zastosowanie przekształcenia falkowego w analizie dynamiki napędu elektrycznego z nieliniowym obciążeniem mechanicznym*, praca dyplomowa, Katedra Automatyki i Technik Informacyjnych, Politechnika Krakowska, 2011.
- [9] Wysogład B., *Metody diagnozowania łożysk tocznych z zastosowaniem transformacji falkowej*, Diagnostyka, vol. 29, 2003, 47-52.
- [10] De Oca S.M., Puig V., Witczak M., *Fault-tolerant control strategy for actuator faults using LPV techniques: application to a two degree of freedom helicopter*, International Journal of Applied Mathematics and Computer Science, vol. 22, No. 1, 2012, 161-171.

- [11] Witczak M., *Modelling and estimation strategies for fault diagnosis of non-linear systems: from analytical to soft computing approaches*, Springer, Berlin 2007.
- [12] Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., *Diagnostyka procesów. Modele. Metody sztucznej inteligencji. Zastosowania*, WNT, Warszawa 2002.
- [13] Duda J.T., *Pozyskiwanie wzorców diagnostycznych w komputerowych analizach sprawności urządzeń*, Diagnostyka procesów i systemów, Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT, Warszawa 2007, 1-16.
- [14] Łobos T., Rezmer J., *Wavelet transforms for real-time estimation of transmission line impedance under transient conditions*, Electrical Engineering, vol. 84, Springer, 2002, 63-70.
- [15] Zając M., *Metody falkowe w monitoringu i diagnostyce układów elektromechanicznych*, Seria Inżynieria Elektryczna i Komputerowa, Monografia nr 371, Politechnika Krakowska, 2009.
- [16] Zając M., *Badanie złożonych układów elektromechanicznych zawierających luzy przy wykorzystaniu metod symulacji cyfrowej*, Symulacja Procesów Dynamicznych, PTETiS, Polana Chochołowska, 1988, 121-128.