

WPŁYW SZTYWNOŚCI ŁOŻYSK TOCZNYCH NA WIBROAKTYWNOŚĆ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Bogusław ŁAZARZ, Grzegorz WOJNAR, Grzegorz PERUŃ

Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych
ul. Krasieńskiego 8, 40-019 Katowice, tel./fax: 032 603 41 09, email: boguslaw.lazarz@polsl.pl,
grzegorz.wojnar@polsl.pl, grzegorz.perun@polsl.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono wpływ zmiennej podatności łożysk tocznych oraz lokalnego uszkodzenia bieżni zewnętrznej na wibroaktywność przekładni zębatych. Badania symulacyjne zrealizowane zostały z użyciem modelu dynamicznego a następnie zweryfikowane na podstawie badań doświadczalnych.

Słowa kluczowe: sztywność łożyska, lokalne uszkodzenie, wibroaktywność, przekładnia zębata.

THE INFLUENCE OF STIFFNESS ROLLING BEARINGS ON THE VIBROACTIVITY GEAR TRANSMISSION

Summary

The paper presents the influence of changing stiffness rolling bearings and bearing race local damage on the vibroactivity gear transmission. Investigations were realized with the use of dynamic model and verified on test rig.

Keywords: bearing stiffness, local damage, vibroactivity, gear transmission.

1. WPROWADZENIE

Na podstawie analizy literatury można stwierdzić, że znanych jest wiele metod obliczania sztywności łożysk tocznych, najczęściej definiujących ją w postaci nieliniowej funkcji działającego obciążenia. Na podstawie konstrukcji łożyska wnioskować można, że jego sztywność zmienia się jednak również na skutek zmiany ilości elementów tocznych przenoszących w danej chwili obciążenie. Spowodowane tym zmiany sztywności mogą być największe w przypadku małej ilości elementów tocznych w łożysku. Z kolei zmienna w czasie podatność łożyskowania może być przyczyną powstawania drgań. Z tego powodu istotnym wydaje się uwzględnienie wpływu przetwarzania się elementów tocznych na sztywność łożyska, co wymaga określenia kierunku działającej siły oraz położenia i ilości elementów tocznych przenoszących obciążenie. Szerzej zostanie to omówione w dalszej części artykułu.

Kolejną przyczyną drgań pochodzących od łożyskowania jest zużycie lub uszkodzenie elementów łożyska, takich jak bieżnia zewnętrzna, wewnętrzna, element toczny lub koszyk. Uszkodzenie każdego z wymienionych elementów łożyska generuje drgania o innej częstotliwości. Szczegółowo przedstawiono to w [2, 12].

W celu określenia wpływu wymienionych przyczyn zmian sztywności łożysk na generowany sygnał drganiowy i uwzględnienia wymienionych

zjawisk w opracowanych modelach dynamicznych przeprowadzono badania stanowiskowe.

Badania doświadczalne prowadzono na stanowisku składającym się z dwóch przekładni o zębach prostych, pracujących w układzie mocy krążącej. Wały przekładni podparte były na łożyskach kulkowych zwykłych 6307. Na podstawie pomiarów wykonanych z użyciem wibrometru laserowego Ometron VH300+ możliwe było określenie wpływu zmiennej sztywności łożysk i uszkodzeń bieżni zewnętrznej na sygnał prędkości drgań poprzecznych wałów przekładni.

2. METODY OKREŚLANIA SZTYWNOŚCI ŁOŻYSK

Ze względu na trudności z dokładnym określeniem sztywności łożysk tocznych, najczęściej wykorzystywane są wzory przybliżone, pozwalające wyznaczyć wartości odkształcenia łożyska w zależności od wartości działającego na nie obciążenia.

W przypadku łożyska kulkowego zwykłego, gdy dane są jedynie wartości maksymalnego obciążenia części tocznej oraz średnicy elementu tocznego, można zastosować wzór [6]:

$$\delta_r = \frac{0,44 \cdot Q_{max}^{\frac{2}{3}}}{D_t^{\frac{3}{2}} \cdot \cos \alpha}, \quad [\mu m] \quad (1)$$

gdzie:

Q_{max} – maksymalne obciążenie części tocznej [N],

D_t – średnica elementu tocznego [mm],

α – kąt działania łożyska [rad].

Gdy dodatkowo znana jest liczba elementów tocznych, można skorzystać z zależności przedstawionych w [13]. Przemieszczenie promieniowe czopa łożyska kulkowego jednorzędowego poprzecznego określa wzór:

$$\delta_r = 0,96 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^2}{0,1 \cdot d_k}}, [\mu\text{m}]; \quad Q = \frac{R}{2e} \quad (2)$$

gdzie:

d_k – średnica kulki w łożysku [mm],
 R – promieniowe obciążenie łożyska [N],
 e – liczba elementów tocznych w łożysku.

W pracy [8] zaproponowano nieco odmienny sposób modelowania łożyska, który jednocześnie pozwala uwzględnić jego zmienną podatność w zależności od liczby i położenia elementów tocznych przenoszących w danej chwili obciążenie. Przyjęto, że sztywność łożyska zależy od sztywności układów bieźnia zewnętrzna - element toczny - bieźnia wewnętrzna określonych dla każdego elementu tocznego będącego pod obciążeniem. Sztywności te są nieliniową funkcją obciążenia przypadającego na dany element toczny, a więc zależą od jego położenia względem kierunku działania siły. Takie podejście wymaga określenia ilości elementów tocznych znajdujących się pod obciążeniem, jak również charakterystyki sztywności jednego układu bieźnia zewnętrzna - element toczny - bieźnia wewnętrzna.

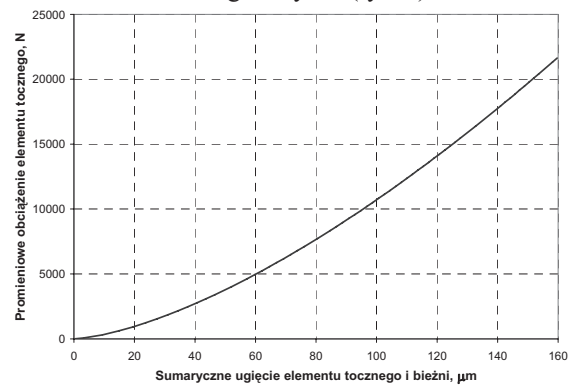
3. WYZNACZANIE SZTYWNOŚCI UKŁADU BIEŹNIA ZEWNĘTRZNA - ELEMENT TOCZNY - BIEŹNIA WEWNĘTRZNA ŁOŻYSKA

Celem przybliżonego określenia sztywności pojedynczego układu bieźnia zewnętrzna - element toczny - bieźnia wewnętrzna przyjęto do analizy łożysko o liczbie elementów tocznych równej 6. Liczba ta jest minimalną liczbą części tocznych w znormalizowanych łożyskach [6]. Podejście to pozwoliło na wyznaczenie charakterystyki sztywności układu metodami analitycznymi z wykorzystaniem zależności geometrycznych w łożysku. Procedura wyznaczenia przybliżonej charakterystyki układu element toczny - bieźnie polegała na obliczeniu dla kilkudziesięciu wartości przemieszczeń promieniowych łożyska:

- sił promieniowych działających na łożysko i wywołujących jego założone odkształcenie – ze wzoru (2) dla $e = 6$,
- sił składowych w kierunkach elementów tocznych, pochodzących od siły promieniowej obciążającej łożysko, przy założeniu dwóch równomiernie obciążonych elementów tocznych,
- odkształceń łożyska w kierunkach obu elementów tocznych.

Otrzymane wartości sił składowych oraz odkształceń pozwoliły na wykreślenie

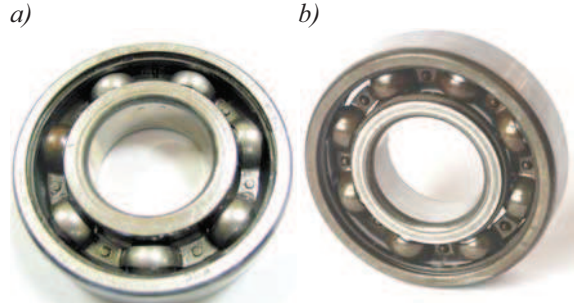
charakterystyki sztywności układu element toczny - bieźnie modelowanego łożyska (rys. 1).



Rys. 1. Sztywność układu element toczny - bieźnie modelowanego łożyska

4. WYZNACZANIE SZTYWNOŚCI ŁOŻYSKA KULKOWEGO ZWYKŁEGO 6307

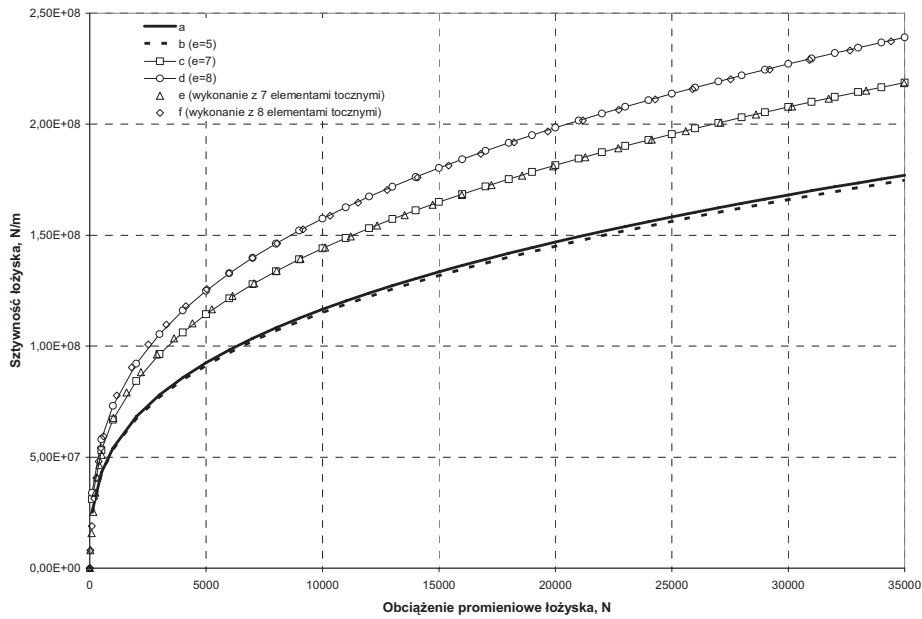
Z porównania wzorów (1) i (2) można wywnioskować, że dla niewielkich wartości kąta działania łożyska, którego wartość wykorzystuje wzór (1), porównywalne wartości sztywności można uzyskać dla liczby elementów tocznych równej 5 ($e=5$ we wzorze 2). łożyska z oznaczeniem 6307 zamontowane na stanowisku badawczym są jednak, w zależności od producenta (np. FŁT i SKF), produkowane z 7 bądź 8 elementami tocznymi (rys. 2).



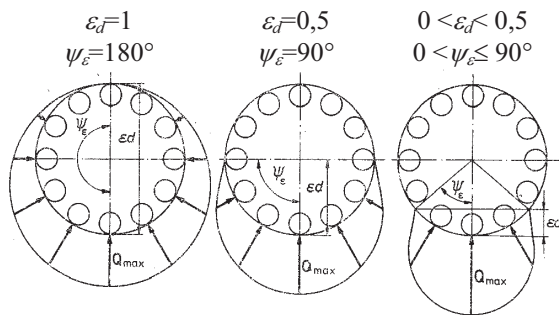
Rys. 2. Różne konstrukcje łożyska 6307, odpowiednio z 7 (a) i 8 (b) elementami tocznymi

Sztywności łożyska 6307, wyznaczone z zależności (1) i (2), dla trzech przypadków różniących się liczbą elementów tocznych ($e=5$, 7 oraz 8), oraz obliczone w [8] z wykorzystaniem charakterystyki sztywności układu element toczny - bieźnie (z rys. 1), zestawiono na rys. 3.

Charakterystyki sztywności łożyska 6307 (rys. 3e i 3f) określono przy założeniu dwóch liczb elementów tocznych – $e=8$ oraz $e=7$. Przyjęto jednocześnie rzeczywisty kąt obszaru obciążenia $\psi_\varepsilon=90^\circ$ (rys. 4). Powyższe założenie jest prawidłowe po przyjęciu przeciętnych warunków pracy, wynikających ze stosowania zalecanych pasowań przy osadzaniu łożysk [6]. Zgodnie z [16] kąt ten w takich warunkach zawiera się w przedziale $70 \div 90^\circ$.



Rys. 3. Zmiany sztywności łożyska 6307 w funkcji promieniowego obciążenia wyznaczone z zależności: a – 1, b, c, d – 2 (odpowiednio dla $e=5, 7$ i 8); oraz z obliczeń wykonanych z wykorzystaniem charakterystyki sztywności układu element toczny - bieżnie łożyska: e – dla łożyska z 7 elementami tocznymi, f – dla łożyska z 8 elementami tocznymi



Rys. 4. Rozkład obciążenia na części toczne w łożysku promieniowym w zależności od wartości kąta rozkładu obciążenia [6]

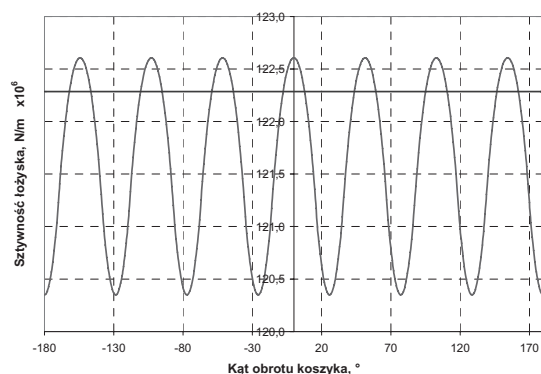
Przedstawione na rysunku 3 charakterystyki otrzymano dla takiego ułożenia obciążonych elementów tocznych, przy którym jeden z nich znajduje się w linii działania siły promieniowej obciążającej łożysko. Najniższą sztywność łożysko osiągnie w przypadku, gdy najbardziej obciążone elementy toczne będą ustawione symetrycznie w stosunku do kierunku działania siły promieniowej.

Analiza charakterystyk sztywności pozwala stwierdzić, że pomimo uproszczonego sposobu określenia sztywności układu element toczny - bieżnie łożyska przedstawiony sposób wyznaczania sztywności łożyska umożliwi uzyskanie wyników zgodnych z wynikami wyznaczonymi z zależności (2) dla odpowiadających sobie liczb elementów tocznych. Świadczy to o poprawności wyznaczenia charakterystyki układu element toczny - bieżnie łożyska (potwierdza ją również duża zgodność z charakterystyką wyznaczoną z użyciem MES w pracy [15]) oraz pozwala stwierdzić, że wzór (2) odznacza się większą dokładnością w określaniu

sztywności w porównaniu ze wzorem (1), nieuwzględniającym ilości elementów tocznych.

Modelowanie sztywności łożysk, polegające na wyznaczeniu jej jako sumy sztywności układów bieżnia zewnętrzna - element toczny - bieżnia wewnętrzna, określonych dla każdego elementu tocznego znajdującego się w strefie przenoszenia obciążenia, pozwala dodatkowo uwzględnić zmienną sztywność łożyska w zależności od liczby elementów tocznych przenoszących obciążenie.

Wykres sztywności promieniowej łożyska 6307 dla przemieszczenia promieniowego czopa równego $\delta=50\mu\text{m}$ w funkcji kąta obrotu koszyka, w wykonaniu z 7 elementami tocznymi przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Zmiany sztywności promieniowej łożyska 6307 (w wykonaniu z 7 elementami tocznymi) dla przemieszczenia promieniowego czopa $\delta=50\mu\text{m}$ w funkcji kąta obrotu koszyka, oraz stała wartość sztywności wyznaczona z zależności (2) dla $e=7$

5. WPŁYW ZMIENNEJ W CZASIE SZTYWNOŚCI ŁOŻYSK NA SYGNAŁ WIBROAKUSTYCZNY

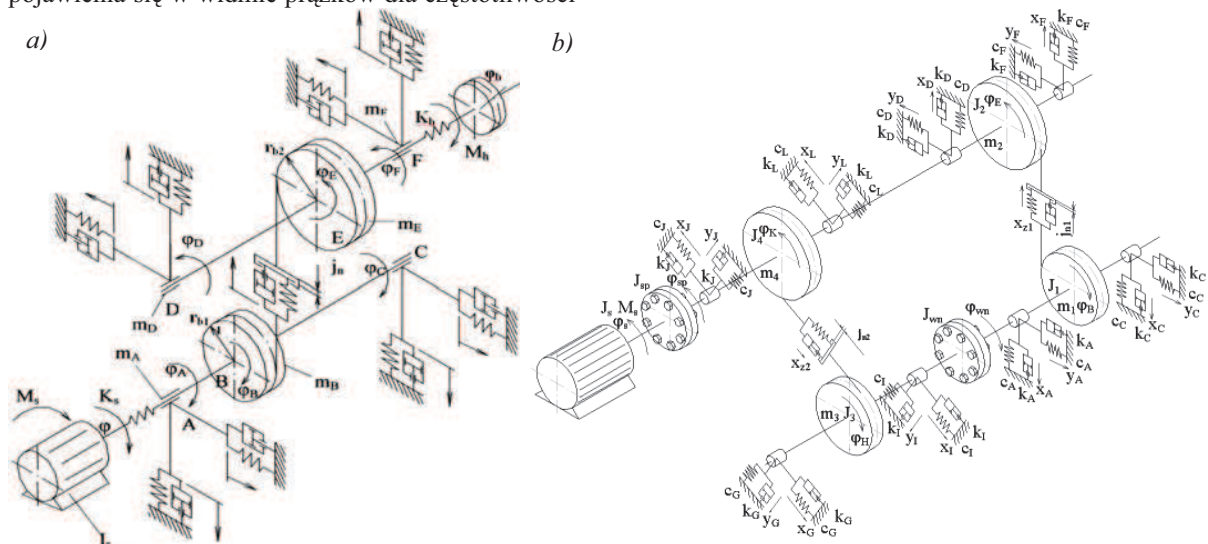
W celu określenia wpływu przedstawionych zjawisk na drgania korpusu przekładni przeprowadzono badania symulacyjne. Uzyskane wartości sił w węzłach łożyskowych w przyszłości zostaną wykorzystane jako dane wejściowe do modelu MES korpusu przekładni [5]. Modelowaniem przekładni zębatych zajmuje się wiele ośrodków naukowych [1, 3, 13]. W Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Politechniki Śląskiej równolegle rozwijane są dwa modele: już zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej pracującej w układzie napędowym (rys. 6a) [7] oraz model stanowiska pracującego w układzie mocy krążącej (rys. 6b) [9].

Zmiana sztywności łożyska, wynikająca z przemieszczania się elementów tocznych, powoduje zaburzenia sygnału prędkości drgań poprzecznych wału i może być przyczyną pojawienia się w widmie prążków dla częstotliwości

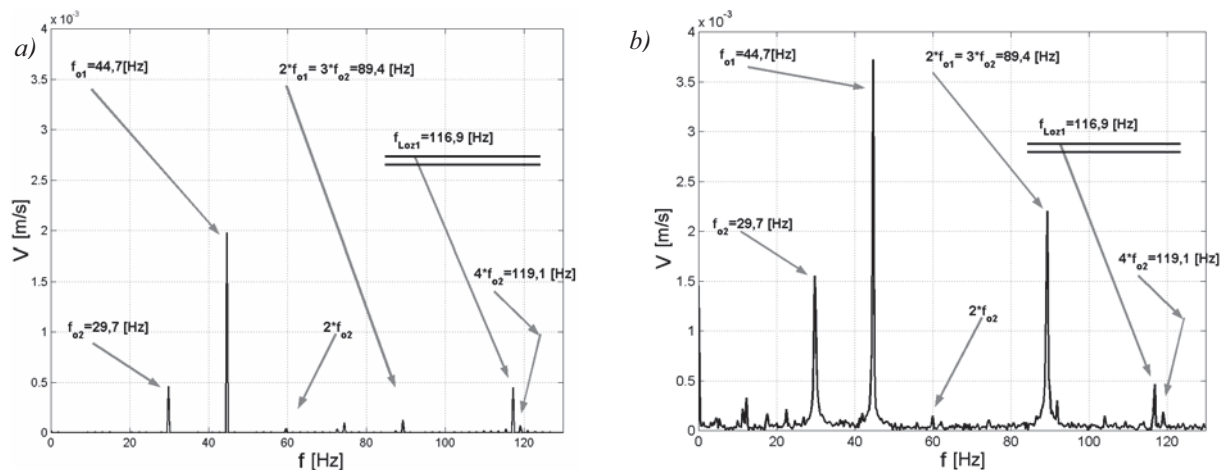
występowania defektu bieżni zewnętrznej nawet w przypadku łożyska w dobrym stanie technicznym. Zostało to potwierdzone podczas badań symulacyjnych (rys.7a) oraz stanowiskowych (rys.7b) prowadzonych z wykorzystaniem wibrometru laserowego Ometron VH300+.

6. WPŁYW USZKODZEŃ BIEŻNI ZEWNĘTRZNEJ NA SYGNAŁ WIBROAKUSTYCZNY

Lokalne uszkodzenia bieżni łożyska lub elementów tocznych generują w czasie pracy impulsowe zaburzenia sygnałów drgań poprzecznych wałów przekładni zębatej. Zaburzenia te ujawniają się głównie w paśmie częstotliwości drgań własnych wału łożyskowanego w korpusie przekładni. Z tego powodu w przypadku symulowania uszkodzeń elementów łożyska szczególnie istotne jest dostrojenie częstotliwości drgań własnych wałów oraz poprawne zamodelowanie tłumienia węzłów łożyskowych.



Rys. 6. Model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatą [7] (a) oraz model stanowiska pracującego w układzie mocy krążącej [9] (b)



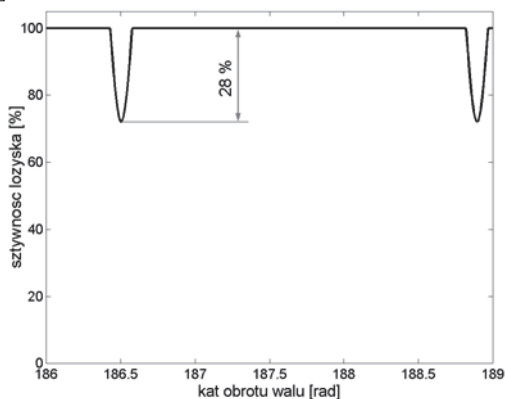
Rys. 7. Widmo prędkości drgań poprzecznych wału zębniaka zarejestrowanych w kierunku działania siły międzyzębnej, w którym widoczna jest częstotliwość wynikająca z przemieszczania się elementów tocznych: a) wynik badań symulacyjnych, b) wynik badań doświadczalnych

Celem sprawdzenia poprawności modelowania węzłów łożyskowych, na stanowisku laboratoryjnym pracującym w układzie mocy krążącej mierzono wibrometrem laserowym Ometron VH300+ prędkości drgań wałów przekładni zębatej obciążonej statycznie momentem 138 [Nm] i pobudzonej do drgań impulsem siły działającym na wał w kierunku siły międzyzębnej.

Wyniki przedstawione w [10, 11] potwierdzają, że uzyskano zadawalającą zgodność częstotliwości drgań wałów koła. Dobrą zgodność uzyskano również w przypadku wału zębniaka. Potwierdzono tym samym poprawność przyjętych w modelu parametrów.

W widmie prędkości drgań [10, 11] widoczne były składowe o różnych częstotliwościach, jednakże najwyższą amplitudę miała składowa o częstotliwości 1226 Hz. W celu dostrojenia współczynnika tłumienia w łożyskach odfiltrowano z sygnału składowe o częstotliwościach poniżej 800 Hz i powyżej 1600 Hz a następnie dokonano całkowania prędkości drgań. Lokalne maksima wartości bezwzględnej przemieszczenia wału aproksymowano krzywą wykładniczą. Wartości wykładnika krzywej aproksymującej wyniki uzyskane z badań doświadczalnych oscylowały wokół wartości -616. Maksymalna różnica pomiędzy wykładnikami uzyskanymi na podstawie tych badań oraz badań symulacyjnych nie przekraczała 2%. Potwierdza to poprawność modelowania tłumienia w łożyskach. Wyniki uzyskane na podstawie badań doświadczalnych i symulacyjnych przedstawiono w [10, 11].

W łożyskach tocznych często występują uszkodzenia w postaci jamek pittingowych w bieżniach. W dostrojonym modelu zasymulowano lokalne uszkodzenie bieżni zewnętrznej poprzez zmianę sztywności łożyska w trakcie przetaczania się elementu tocznego przez uszkodzony fragment bieżni. Przyjęto, że długość uszkodzonego fragmentu bieżni zewnętrznej wynosi 2 mm a sztywność zmniejsza się maksymalnie o 28% (rys. 8). Okres powtarzania się tych zmian sztywności wynika z zależności kinematycznych w łożysku [2, 12].

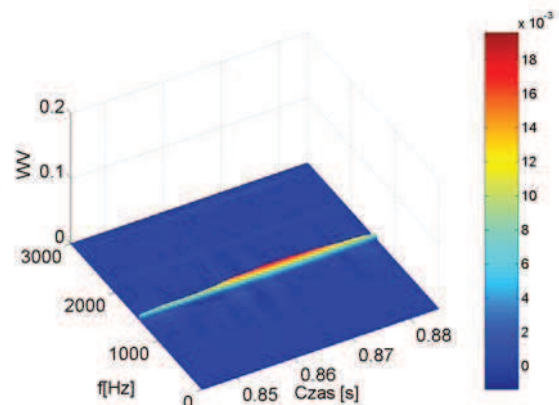


Rys. 8. Sposób modelowania zmiany sztywności w wyniku uszkodzenia łożyska

Celem przeanalizowania wpływu wczesnych stadiów uszkodzenia bieżni łożyska na sygnał prędkości drgań poprzecznych wału przeprowadzono obliczenia symulacyjne przy założeniu narastania uszkodzenia przyjmując spadki sztywności odpowiednio o: 0% (brak uszkodzenia), 7%, 14%, 21% i 28%. Symulowano pracę przekładni obciążonej momentem wejściowym 138 Nm przy prędkości obrotowej wału koła 1800 obr/min.

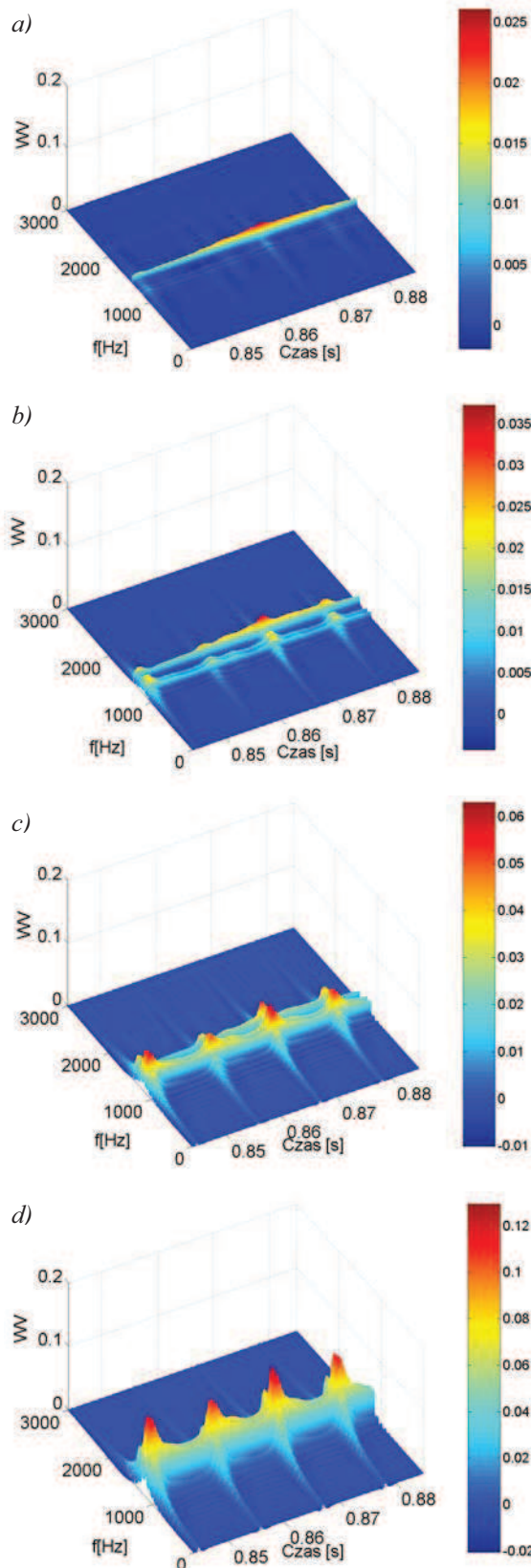
Wcześniejsze badania wykazały, że stosunkowo łatwo można zaobserwować efekty spowodowane uszkodzeniem bieżni łożyska w czasowo-częstotliwościowym rozkładzie Wignera Ville'a (WV) sygnału prędkości drgań poprzecznych wału mierzonych w kierunku działania siły międzyzębnej a wykorzystanie w diagnozowaniu pomiarów prędkości drgań wałów jest bardziej efektywne niż przetwarzanie pomiarów przyspieszeń lub prędkości drgań obudowy łożyska.

W przypadku braku uszkodzeń łożysk w obrazach transformat WV można zaobserwować jedynie nieznaczne zaburzenia spowodowane błędami podziałki kolejnych par zębów wchodzących w przypór (rys. 9).



Rys. 9. Transformata WV sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła uzyskanego w wyniku symulacji, brak uszkodzenia łożyska, prędkość obrotowa wału koła 1800 obr/min.

Narastanie uszkodzenia skutkuje pojawieniem się w rozkładzie WV lokalnych maksimów o okresie powtarzania równym okresowi przetaczania się elementów tocznych łożyska przez uszkodzony fragment bieżni (rys. 10a) oraz stopniowym wzrostem amplitud tych maksimów (rys. 10b÷d). Uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska przekładni zębatej w miarę narastania pobudza wał do drgań poprzecznych w paśmie częstotliwości rezonansowej, która staje się dominującą w widmie i dlatego to pasmo jest szczególnie użyteczne do celów diagnostycznych.



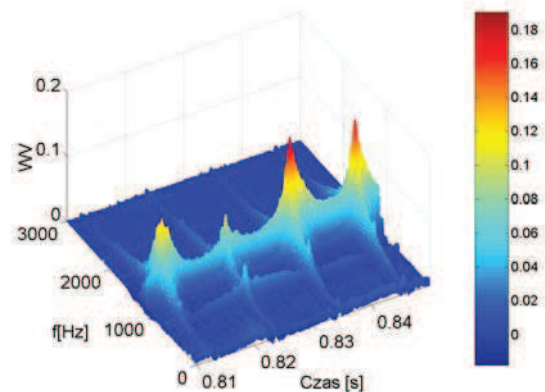
Rys. 10. Transformaty WV sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła uzyskanego w wyniku symulacji, łożysko z lokalnym uszkodzeniem, prędkość obrotowa wału koła 1800 obr/min.: a) lokalny spadek sztywności o 7%, b) lokalny spadek sztywności o 14%, c) lokalny spadek sztywności o 21%, d) lokalny spadek sztywności o 28%

Celem sprawdzenia poprawności badań symulacyjnych uszkodzone łożysko (rys. 11) montowano w przekładni badanej na wale zębniaka i na wale koła. Do pomiarów drgań wirujących wałów podczas pracy przekładni w takich samych warunkach jak podczas badań symulacyjnych wykorzystano wibrometr laserowy Ometron VH300+.



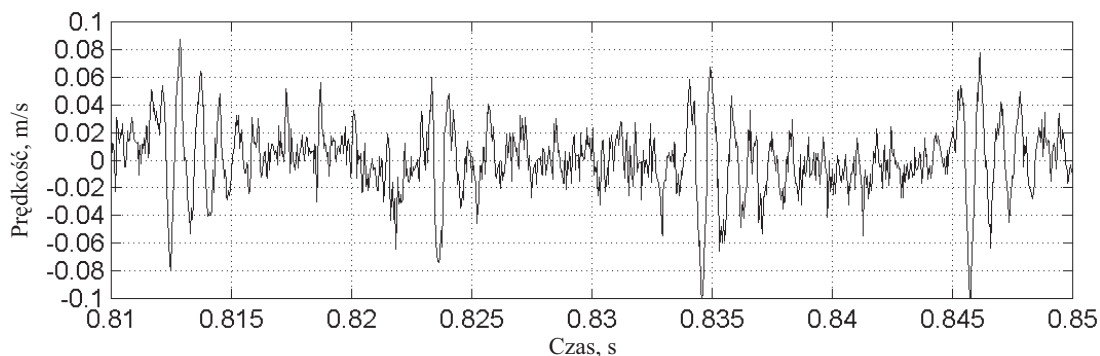
Rys. 11. Uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska tocznego

Na rysunku 12 przedstawiono transformatę WV sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła z uszkodzonym łożyskiem zmierzone na stanowisku laboratoryjnym. Wyniki te są zgodne z otrzymanymi w wyniku badań symulacyjnych.

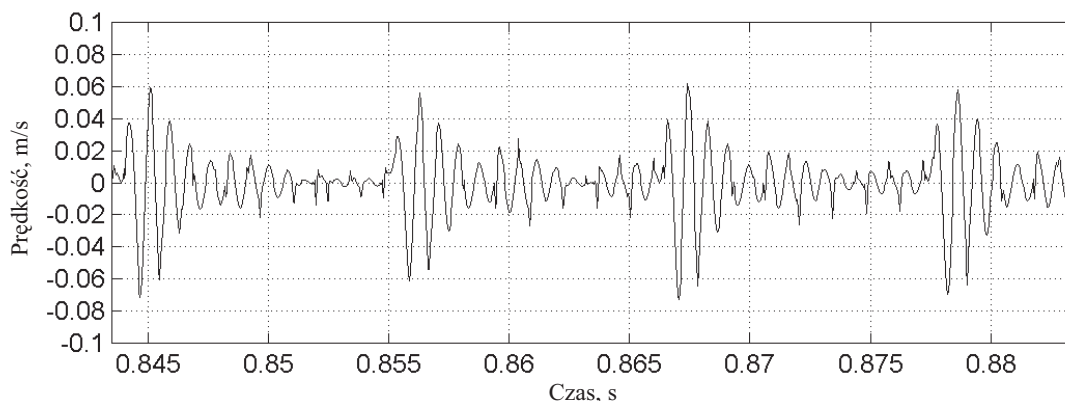


Rys. 12. Transformata WV sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła uzyskanego w wyniku badań laboratoryjnych – łożysko uszkodzone, prędkość obrotowa wału koła około 1800 obr/min.

Poprawność przeprowadzonych badań symulacyjnych potwierdzają również przedstawione na rysunkach 13 i 14 przebiegi czasowe prędkości drgań poprzecznych wałów uzyskane drogą pomiarów i symulacji. W obu przypadkach można zaobserwować powtarzający się cyklicznie, zgodnie z okresem przejścia elementów tocznych przez uszkodzony fragment bieżni, wzrost amplitudy prędkości drgań poprzecznych wału.



Rys. 13. Przebieg czasowy prędkości drgań poprzecznych wałów uzyskany na podstawie badań doświadczalnych - łożysko z uszkodzoną bieżnią zewnętrzną



Rys. 14. Przebieg czasowy prędkości drgań poprzecznych wałów uzyskany na podstawie symulacji - łożysko z uszkodzoną bieżnią zewnętrzną

7. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz można sformułować następujące wnioski:

- Sztywność łożyska zmienia się na skutek zmiany ilości elementów tocznych przenoszących obciążenie. Zmiany sztywności są tym większe, im mniejsza jest ilość elementów tocznych w łożysku.
- W przypadku małej ilości elementów tocznych w łożysku, zmiany sztywności łożyskowania powodują drgania wałów przekładni, które są dobrze widoczne w widmach sygnałów prędkości ich drgań poprzecznych.
- W przypadku ustalonego kierunku działania siły obciążającej łożysko częstotliwość zmian sztywności łożyskowania jest równa częstotliwości charakterystycznej dla uszkodzenia bieżni zewnętrznej. Może to być przyczyną błędnej diagnozy stanu łożyskowania i z tego powodu zalecane jest stosowanie zaawansowanych np. czasowo – częstotliwościowych metod analizy sygnałów.
- Uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska przekładni zębatej w miarę narastania pobudza wał do drgań poprzecznych w paśmie częstotliwości rezonansowej, która staje się dominującą widmie i dlatego to pasmo jest szczególnie użyteczne do celów diagnostycznych.

LITERATURA

- [1] Bartelmus W.: *Mathematical modelling and computer simulations as an aid to gearbox diagnostics*. Mechanical Systems and Signal Processing 2001, vol. 15 nr 5, str. 855÷871
- [2] Batko W., Ziółko M.: *Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej*. Problemy Inżynierii mechanicznej i Robotyki – AGH Kraków 2002
- [3] Dybała J., Mączak J., Radkowski St.: *Wykorzystanie sygnału wibroakustycznego w analizie ryzyka technicznego*. Warszawa - Radom, Instytut Technologii Eksploatacji 2006
- [4] Dziurdź J.: *Wibroakustyczna analiza obciążenia łożyska tocznego*. Przegląd Mechaniczny Nr 7-8/2006, str. 50-53
- [5] Figlus T., Wilk A., Madej H., Folega P.: *Badania wibroaktywności uzebrowanego korpusu przekładni zębatej*. Materiały XIII Konferencji Naukowej Wibroakustyki i Wibrotechniki – VIII Ogólnopolskiego Seminarium Wibroakustyka w Systemach Technicznych Wibrotech 2007, str. 121÷129
- [6] Krzeziński - Freda H.: *Łożyska toczne*. Warszawa, PWN 1985
- [7] Łazarz B.: *Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania*. Katowice - Radom, Instytut Technologii Eksploatacji 2001

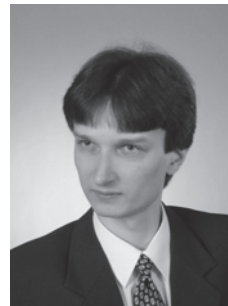
- [8] Łazarz B., Peruń G.: *Modelowanie łożysk tocznych w układach napędowych z przekładnią zębatą*. Materiały XXXV Jubileuszowego Ogólnopolskiego Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 03÷08.03.2008 r.
- [9] Łazarz B., Peruń G.: *Modelowanie przekładni zębatych pracujących w układzie mocy krążącej*. Materiały XXXV Jubileuszowego Ogólnopolskiego Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 03÷08.03.2008 r.
- [10] Łazarz B., Wojnar G.: *Modelowanie lokalnych uszkodzeń łożysk tocznych w przekładni zębatej do celów diagnostycznych*. Materiały V Krajowej Konferencji Diagnostyka Techniczna Urzędzeń i Systemów DIAG'2003, 13÷17.10.2003 r.
- [11] Łazarz B., Wojnar G., Czech P.: *Wibrometria laserowa i modelowanie – narzędzia współczesnej diagnostyki przekładni zębatych*. Katowice - Radom, Instytut Technologii Eksploatacji 2007
- [12] McFadden P.D., Smith J. D.: *Model for vibration produced by single point defect in a rolling element bearing*. Journal of Sound and Vibration 1984, 96 (1), str. 69-82
- [13] Müller L.: *Przekładnie zębate. Dynamika*. Warszawa, WNT 1986
- [14] Osiński Z.: *Tłumienie drgań*. Warszawa, PWN 1997
- [15] Peruń G., Bucki S.: *Zastosowanie metody elementów skończonych do modelowania układu bieżnia wewnętrzna łożyska - element toczny - bieżni zewnętrzna*. VII Międzynarodowe Seminarium Degradacji Systemów Technicznych, Liptovsky Mikulas 26÷29.03.2008 r.
- [16] *SKF Katalog główny*. SKF 2007
- [17] Wilk A., Łazarz B., Madej H., Wojnar G.: *Analiza wpływu tłumienia węzłów łożyskowych na model diagnostyczny przekładni*. Materiały XXX Jubileuszowego Ogólnopolskiego Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 03÷08.03.2003 r.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2006-2009 jako projekt badawczy



Dr hab. inż. **Bogusław ŁAZARZ** jest profesorem nzw. w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej.

Specjalizuje się w zakresie diagnostyki wibroakustycznej przekładni, projektowania układów przeniesienia napędu z przekładnią zębatą oraz metod przetwarzania sygnałów. Członek Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN.



Mgr inż. **Grzegorz PERUŃ** jest doktorantem w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej.

Zainteresowania badawcze: modelowanie i komputerowe wspomaganie projektowania przekładni zębatych oraz metody przetwarzania sygnałów.



Dr inż. **Grzegorz WOJNAR** obecnie jest adiunktem na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej.

Specjalizuje się w zakresie modelowania procesów dynamicznych, projektowania maszyn oraz metod przetwarzania sygnałów.