

Grzegorz WOJNAR, Bogusław ŁAZARZ

WYKORZYSTANIE METOD CZASOWO-CZĘSTOTLIWOŚCIOWYCH DO WYKRYWANIA USZKODZEŃ KÓŁ O ZĘBACH SKOŚNYCH

Streszczenie. W pracy przedstawiono metodę wykrywania częściowego wylamania zęba kół o zazębieniu skośnym. Analizom poddawano zmierzone podczas pracy przekładni sygnały prędkości drgań poprzecznych wałów przekładni. Do pomiarów zastosowano wibrometr laserowy. Badania doświadczalne uzupełniono badaniami symulacyjnymi, w których wykorzystano zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym.

THE APPLICATION OF TIME-FREQUENCY ANALYSIS FOR DAMAGE DETECTING IN HELICAL TOOTH GEAR

Summary. The paper presents results of laboratory investigation, numerical simulation and application of time-frequency analysis (pseudo - Wigner-Ville Transform) in diagnostics of damage detecting in helical tooth gear. The laser vibrometer was used for non-contact measurement of shaft transversal vibration. Dynamical model of toothed gear working in power transmission system was used to computer simulation.

1. WSTĘP

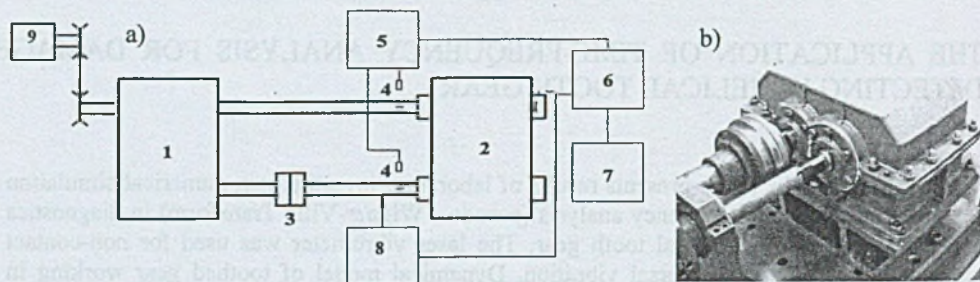
Istnieje wiele metod przetwarzania sygnałów wibroakustycznych (WA) stosowanych w diagnostyce przekładni zębatych. W ostatnich latach rozwijane są metody diagnostyki wykorzystujące analizę sygnału w dziedzinie czasu i częstotliwości (pseudo rozkład Wignera Ville'a – WV) lub czasu i skali proporcjonalnej do częstotliwości (transformata falkowa dyskretna WT i ciągła – CWT) [1,7,9,10] oraz metody oparte na sztucznej inteligencji [7].

Pęknięcie u podstawy zęba prowadzi do jego wylamania. W przypadku przekładni o zębach skośnych bardzo często następuje nie całkowite, lecz częściowe wylamanie zęba. Dlatego podjęto tę tematykę i w artykule przedstawiono wyniki badań doświadczalnych oraz symulacyjnych, których celem było sprawdzenie przydatności pseudotransformaty Wignera-Ville'a (WV) do wykrywania tego typu uszkodzeń kół o zębach skośnych, posiadających wysoką całkowitą liczbę przyporu.

2. STANOWISKO BADAWCZE I UKŁAD POMIAROWY

Badania doświadczalne prowadzono na stanowisku pracującym w układzie mocy krążącej (rys. 1). W skład stanowiska wchodzi dwie przekładnie: badana i zamykająca, o jednakowych przełożeniach i rozstawie osi. Przekładnia zamykająca napędzana jest silnikiem elektrycznym o mocy 15 [kW]. Schemat stanowiska przedstawiono na rys. 1a. Parametry geometryczne kół zębatach zamontowanych w badanej przekładni przedstawiono w tabl. 1.

W trakcie badań przekładnia badana pracowała jako reduktor. Mierzono prędkości drgań poprzecznych jej wałów. Rejestrowano również synchronicznie sygnały odniesienia zgodne z obrotami wałów. Sygnał drganiowy oraz sygnał z układu synchronizacji uśredniania próbkowano z częstotliwością 25600 Hz i zapisywano na dysku twardym komputera. W trakcie badań mających na celu wykrywanie uszkodzeń kół zębatach utrzymywano temperaturę oleju w przekładni na poziomie 328 ± 2 K.



Rys. 1. a) Schemat stanowiska mocy krążącej: 1 – przekładnia zamykająca, 2 – przekładnia badana, 3 – sprzęgło napinające, 4 – czujnik położenia kąowego wałów 5 – jednostka logiczna, 6 – analizator sygnałów DSPT SigLab, 7 – komputer, 8 – vibrometr laserowy OMETRON VH300+, 9 – silnik napędzający, b) przekładnia badana

Fig. 1. a) Diagram of FZG testing stand: 1 – closing transmission system, 3 – tightening clutch, 4 – shaft angle position sensors, 5 – logic unit, 6 – DSPT SigLab signal analyzer, 7 – computer, 8 – laser vibrometer OMETRON VH300+, 9 – electric motor, b) tested gear

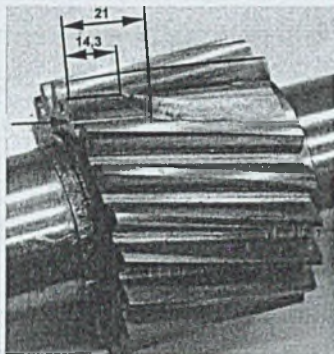
Tablica 1

Parametry geometryczne kół zębatach zamontowanych w badanej przekładni

Liczba zębów zębniaka z_1	19
Liczba zębów koła z_2	30
Kąt pochylenia linii zęba β [°]	15
Szerokość kół b [mm]	56
Moduł normalny m_n [mm]	3,5
Współczynnik przesunięcia zarysu zębniaka x_1	0,5
Współczynnik przesunięcia zarysu koła x_2	0,295
Odległość osi [mm]	91,5

Wzorując się na uszkodzeniu przedstawionym w [6] zamodelowano częściowe wyłamanie zęba zębnika (rys. 2). Strzałką wskazano linię u podstawy zęba zębnika, na której znajdują się punkty współpracy z wierzchołkiem koła.

Linia początku współpracy
stopy zębnika
z wierzchołkiem koła



Rys. 2. Uszkodzenie zęba zębnika

Fig. 2. Damage of pinion tooth

3. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH

Do wykrywania uszkodzenia przedstawionego na rys. 2 zastosowano metody przetwarzania sygnału bazujące na sygnale różnicowym [8,4,10] i rozkładzie WV (zależność (1)), ponieważ umożliwiały one wykrycie zarówno wykruszenia wierzchołka, jak i pęknięcia u podstawy zęba [4,10].

$$WV(t, f) = \int_{-\infty}^{\infty} x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) w(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau, \quad (1)$$

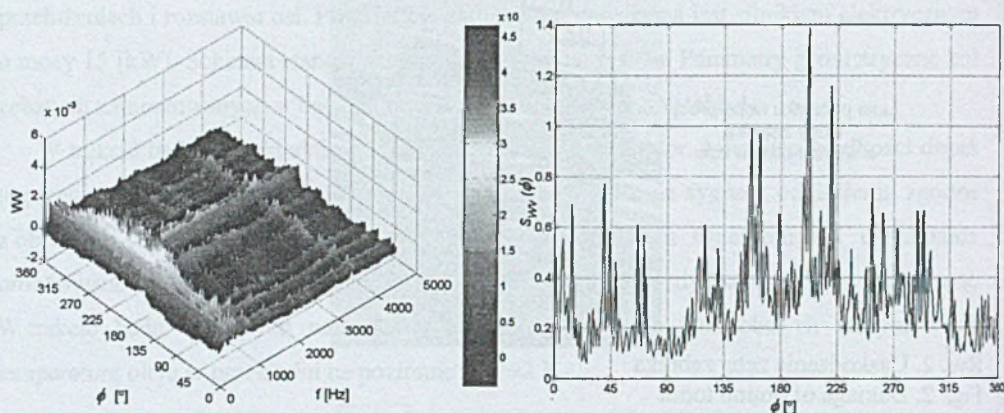
gdzie:

$x^*(t)$ – sygnał zespolony sprzężony z $x(t)$,

$w(t)$ – funkcja wagi podobna do okna czasowego stosowanego w krótkoczasowej transformacji Fouriera ($STFT$).

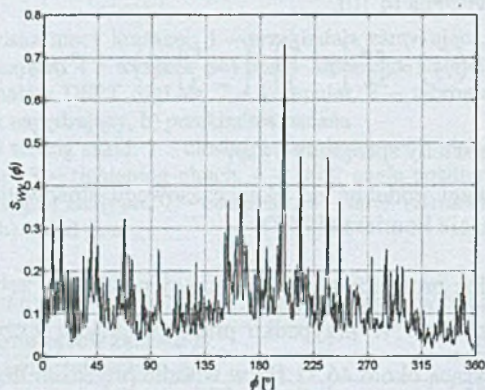
Badania doświadczalne prowadzono podczas pracy przekładni zębatej z dwoma różnymi częstotliwościami obrotowymi. W przypadku pracy przekładni z częstotliwością obrotową wału zębnika (f_{ol}) wynoszącą około 46,71 Hz w widmie prędkości drgań poprzecznych wału zębnika zarówno przekładni nieuszkodzonej, jak i uszkodzonej dominowała także siedemdziesiąta pierwsza harmoniczna częstotliwości obrotowej wału zębnika, wynosząca około 3316 Hz, która została zidentyfikowana w pracy [5] jako $3 \cdot f_z + 2 \cdot f_{bz}$, gdzie f_{bz} jest częstotliwością charakterystyczną łożyska tocznego związaną ze współpracą elementów tocznych z jego bieżnią zewnętrzną. Z tego powodu podczas tworzenia sygnału różnicowego odfiltrowano również tę częstotliwość. Efekty spowodowane uszkodzeniem są najlepiej

widoczne w postaci wzrostu wartości sumy $S_{wv}(\phi)$ w zakresie kąta obrotu wału $200 \div 225^\circ$ zarówno w przypadku pracy przekładni z częstotliwością obrotową wału zębnika wynoszącą 46,71 Hz (rys. 2b), jak i $f_{ol}=24,67$ Hz (rys. 3).



Rys. 3. Rozkład czasowo-częstotliwościowy WV i suma $S_{wv}(\phi)$ - sygnał różnicowy prędkości drgań poprzecznych wału zębnika w kierunku działania siły międzyzębnej - częściowe wyłamanie zęba - pomiar, $f_{ol}=46,71$ Hz, $Q=3,9$ MPa

Fig. 3. Time-frequency distribution WV and sum $S_{wv}(\phi)$ - differential signal of pinion shaft transverse vibration velocity; measurement in direction of line of action - partial breaking off of pinion tooth - $f_{ol}=46,71$ Hz, $Q=3,9$ MPa



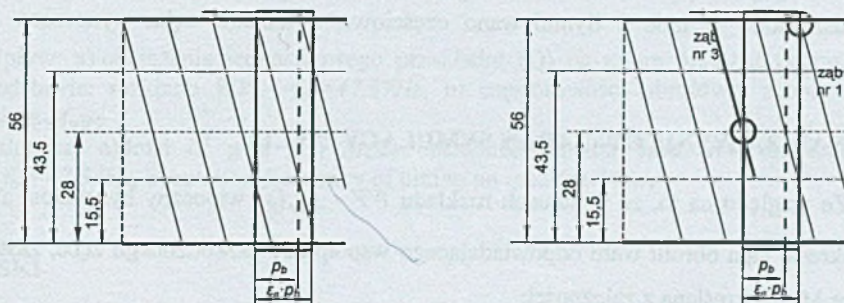
Rys. 4. Suma $S_{wv}(\phi)$ - sygnał różnicowy prędkości drgań poprzecznych wału zębnika w kierunku działania siły międzyzębnej - częściowe wyłamanie zęba - $f_{ol}=24,67$ Hz, $Q=3,9$ MPa

Fig. 4. Sum $S_{wv}(\phi)$ - differential signal of pinion shaft transverse vibration velocity; measurement in direction of line of action - partial breaking off of pinion tooth - $f_{ol}=24,67$ Hz, $Q=3,9$ MPa

4. BADANIA SYMULACYJNE

Dalsze badania prowadzono wykorzystując zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym [3,2]. W modelu szerokość zazębienia przekładni została podzielona na 18 jednakowych odcinków, co odpowiada podziałowi pary kół na 18 par wąskich kół elementarnych o zębach prostych. W przypadku zębów skośnych pary kół elementarnych są przesunięte w fazie zazębienia odpowiednio do kąta pochylenia linii zęba na walcu zasadniczym β_b , a sztywność ich zazębienia odpowiada sztywności kół o zębach prostych i parametrach geometrycznych takich, jakie posiada koło o zębach skośnych w przekroju czołowym. Dla każdego koła wyznaczane są współrzędne punktów współpracy par zębów na odcinku przyporu [3,2]. Częściowe wyłamanie zęba takie jak przedstawione na rys. 2 uwzględniane jest w modelu poprzez przyjęcie zerowej sztywności wyłamanej części uszkodzonego zęba.

W celu analizy zachodzących zjawisk w pierwszym kroku rozważano przekładnię, której odchyłki wykonania są zerowe i nie ma wyłamania zęba. W sytuacji przedstawionej na rys. 5a w przyporze były aż trzy pary zębów, ponieważ poskokowa liczba przyporu [6] $\varepsilon_\beta=1,318$; czołowa liczba przyporu $\varepsilon_\alpha=1,33$, a całkowita liczba przyporu $\varepsilon_c=2,648$.

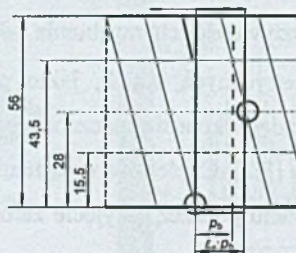


Rys. 5. Położenie linii zęba na płaszczyźnie przyporu kół o zębach śrubowych: a) brak uszkodzeń kół, b) częściowe wyłamanie zęba

Fig. 5. Location of tooth line on the surface of action - wheels with helical teeth
a) without damaged, b) partial breaking off of tooth

Jeżeli wystąpiło wyłamanie wynoszące 15,5 mm, co odpowiada zmniejszeniu poskokowej liczby przyporu do wartości $\varepsilon_\beta=1,024$ (pozostałą część zęba zaznaczono grubą linią), to tuż po wejściu w przypór uszkodzonego zęba pomimo wystąpienia uszkodzenia obciążenie przenoszą jeszcze trzy pary zębów. Nawet, gdy wyłamanie zęba wynosiło 28 mm, praktycznie wyjściu z przyporu nieuszkodzonego zęba nr 1 (rys. 5b) towarzyszyło wejście w przypór uszkodzonego zęba, zatem obciążenie w tej sytuacji przenoszone jest przez

minimum dwie pary zębów (zaznaczono to na rys. 5b kółkiem), ponieważ $\varepsilon_\beta = 0,659$, $\varepsilon_\alpha = 1,33$, $\varepsilon_c = 1,989$. Dlatego w tym przypadku wykrycie włamania zęba było możliwe tylko, gdy stosowano wysokie obciążenie jednostkowe przekładni (rys. 7a). Wylamanie zęba powyżej 28 mm (rys. 6) powoduje spadek ε_c w przypadku uszkodzonego zęba poniżej wartości 2 i wtedy uszkodzenie to jest już łatwiej wykryć.



Rys. 6. Położenie linii zęba na płaszczyźnie przyporu kół o zębach śrubowych – częściowe wylamanie zęba (43,5 mm)

Fig. 6. Location of tooth line on the surface of action - wheels with helical teeth; partial breaking off of tooth (43,5 mm)

Przeprowadzono symulacje częściowego wylamania zęba zębnika o zazębieniu skośnym w przypadku zastosowania w przekładni kompletu kół, których parametry geometryczne przedstawiono w tabl. 1. Symulowano częściowe wylamanie zęba wynoszące 15,5, 28 i 43,5 mm.

5. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ SYMULACYJNYCH

Ze względu na to, że w sumach rozkładu WV - $S_{wV}(\phi)$ widoczny był wzrost amplitudy w zakresie kąta obrotu wału odpowiadającego współpracy uszkodzonego zęba, zastosowano miarę M_{wWV} określaną z zależności:

$$M_{wWV} = \frac{S_{wVu}}{\bar{S}_{wVz=0}}, \quad (2)$$

gdzie:

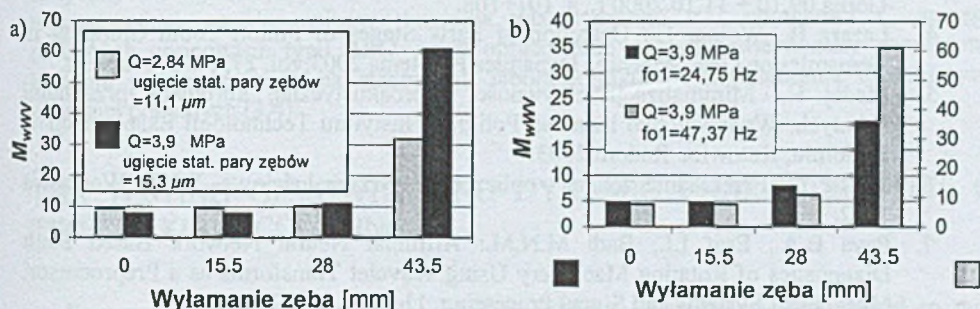
S_{wVu} – najwyższa lokalna wartość maksymalna w $S_{wV}(\phi)$ i odpowiadający jej kąt obrotu wału ϕ_u ,

$\bar{S}_{wVz=0}$ – wartość średnia z_D najwyższych lokalnych wartości maksymalnych $S_{wV}(\phi)$, w przedziale: $\phi \in \langle 0^\circ, \phi_u - 0,5\phi_z \rangle \cup \langle \phi_u + 0,5\phi_z, 360^\circ \rangle$ dla kół bez uszkodzeń (nowych),

ϕ_z – kąt obrotu koła zębatego odpowiadający podziałce zasadniczej,

z_D – liczba zębów diagnozowanego koła zębatego.

Na rysunku 7a przedstawiono wpływ obciążenia, natomiast na rys. 7b wpływ częstotliwości obrotowej wału na miarę M_{wWV} , bazującą na WV w przypadku występowania cyklicznych odchyłek wykonania kół zębatych: $f_1=9\text{ }\mu\text{m}$, $f_2=6\text{ }\mu\text{m}$ oraz losowych $s_{1\text{max}}=s_{2\text{max}}=\pm 9,6\text{ }\mu\text{m}$. W przypadku wyższych obciążeń jednostkowych przekładni (Q) większa była dynamika wzrostu miary spowodowana częściowym wyłamaniem zęba. Gdy symulowane wyłamanie zęba wynosiło 28 mm, większy był względny wzrost miary bazującej na rozkładzie WV w przypadku niższej prędkości obrotowej zębniaka (rys. 7b), ale w przypadku większego wyłamania zęba, wynoszącego 43,5 mm, dynamika wzrostu tej miary na skutek uszkodzenia podobnie jak miary bazującej na CCWT była większa w przypadku wyższej prędkości obrotowej zębniaka.



Rys. 7. Wpływ: a) obciążenia jednostkowego przekładni (Q) na miarę M_{wWV} uzyskaną na podstawie: rozkładu WV – $f_{o1}=47,37\text{ Hz}$, b) częstotliwości obrotowej zębniaka na miarę M_{wWV}

Fig. 7. Influence: a) load of gear (Q) M_{wWV} calculated on the base: WV distribution – $f_{o1}=47,37\text{ Hz}$, b) rotation frequency of pinion on measure M_{wWV}

6. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz można stwierdzić, że:

- Zastosowanie metod czasowo-częstotliwościowych umożliwia wykrycie wczesnych stadiów częściowego wyłamania zęba kół o zazębieniu skośnym, posiadających wysoką całkowitą liczbę przyporu.
- Przy użyciu zaproponowanej miary możliwe jest wykrycie metodami drganiowymi częściowego wyłamania zęba w przypadku zazębienia skośnego o wysokiej całkowitej liczbie przyporu.
- Wykrycie tego typu uszkodzenia zęba jest łatwiejsze w przypadku występowania wyższych obciążeń jednostkowych przekładni, które są obecnie powszechnie

stosowane w przekładniach zębatych ze względu na minimalizację mas wirujących i dostępność wysokiej jakości materiałów konstrukcyjnych.

Literatura

1. Dalpiaz G., Rivola A., Rubini R.: Dynamic Modeling of Gear System for Condition Monitoring and Diagnostics. Kongres Diagnostyki Technicznej, Gdańsk, 1996, (2), s. 185÷192.
2. Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania. Monograficzna Seria Wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji, Studia i Rozprawy, Katowice-Radom, 2001.
3. Łazarz B., Wojnar G.: Model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatą. XVII Ogólnopolska Konferencja PRZEKŁADNIE ZĘBATE, Węgierska Górka 09.10 ÷ 11.10.2000 r., s. 101÷108.
4. Łazarz B., Wojnar G.: Detection of Early Stages of Pinion Tooth Chipping in Transmission Gear. Machine Dynamics Problems 2003, vol. 27, No 3, s. 23÷34.
5. Madej H.: Minimalizacja aktywności wibroakustycznej korpusów przekładni zębatych. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu, Katowice-Radom 2003.
6. Müller L.: Przekładnie zębate - obliczenia wytrzymałościowe. WNT, Warszawa 1972.
7. Paya B.A., Esat I.I., Badi M.N.M.: Artificial Neural Network Based Fault Diagnostics of Rotating Machinery Using Wavelet Transforms as a Preprocessor. Mechanical Systems and Signal Processing. 11, 1997, s. 751÷765.
8. Stewart R. M.: Some Useful Data Analysis Techniques For Gearbox Diagnostics. Report MHM/R/10/77, Machine Health Monitoring Group, Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton 1977.
9. Wilk A., Łazarz B., Madej H.: The application of wavelet analysis in the diagnosis of toothed wheels damages. Proceed. InterNoise'99, USA s. 933-938.
10. Wojnar G.: Wykrywanie uszkodzeń kół zębatych wybranymi metodami przetwarzania sygnałów drganiowych. Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska 2004.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jan Adamczyk

Praca wykonana w ramach BW - 441/RT2/2004.