

WYKORZYSTANIE DISKRYMINANT BEZWYMIAROWYCH W DIAGNOSTYCE PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Henryk Madej, Piotr Czech, Łukasz Konieczny

Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu, Politechnika Śląska
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, e-mail: madej@polsl.katowice.pl, pczech@polsl.katowice.pl,
konieczny@polsl.katowice.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań diagnostycznych przekładni zębatych napędów klatek walcowniczych. W warunkach zmienności obciążenia konieczne jest stosowanie miar diagnostycznych cechujących się małą wrażliwością na zmiany warunków pracy przekładni. W ramach badań wykonano pomiary przyspieszeń drgań oraz zarejestrowano sygnały impulsowe zgodne z obrotami wału wejściowego służące do uśredniania synchronicznego. Sygnały diagnostyczne przetwarzano w środowisku Matlab-Simulink. Głównym celem analizy sygnałów było określenie wartości dyskryminant: FM0, FM4, NA4, M6A, M8A, dla wybranych przekładni znajdujących się w różnym stanie technicznym. Przeprowadzona analiza wyników badań wykazała wrażliwość przyjętych miar na zmianę stanu technicznego przekładni.

Słowa kluczowe: diagnostyka, przekładnie zębate, miary diagnostyczne, sygnał resztkowy, sygnał różnicowy

USE OF THE NONDIMENSIONAL DISCRIMINANTS FOR GEARBOX DIAGNOSTICS

Summary

This paper deals with industrial gear condition monitoring based on vibration analysis techniques. Conventional vibration-monitoring techniques are based on the assumption that changes in the measured structural response are caused by deterioration in the condition of the gearbox. This assumption is not valid for fluctuation load condition. In this paper several traditional residual (NA4) and difference features (FM4, M6A, M8A) are evaluated for their ability to detect gearbox failures.

1. Wstęp

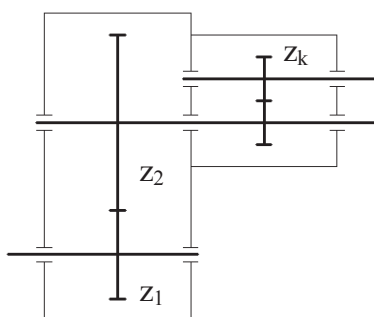
W praktyce diagnostycznej bardzo ważne jest stosowanie prostych miar zjawisk wibroakustycznych, które są łatwe do wyznaczenia i pozwalają wstępnie ocenić rodzaj powstającego uszkodzenia. Podstawowym zadaniem diagnostyki eksploatacyjnej przekładni zębatych jest wykrycie procesów degradacji i zużycia we wczesnych stadiach zanim doprowadzą one do awarii. Z dotychczasowych badań wynika, że około 60% awarii przekładni zębatych spowodowane jest uszkodzeniem zębów, około 90% tych uszkodzeń to lokalne uszkodzenia takie jak: pęknięcie u podstawy, częściowe wykruszenie oraz doraźne i zmęczeniowe złamanie [5]. Ocenę stanu dynamicznego przekładni na podstawie analizy sygnałów wibroakustycznych przedstawiono w wielu pracach. Na podstawie badań symulacyjnych stwierdzono, że istnieje liniowa zależność pomiędzy nadwyżką dynamiczną w zazębieniu a wartością skuteczną przyspieszenia drgań obwodowych kół [10]. Istniejące normy i zalecenia biorą pod uwagę przede wszystkim względy wytrzymałości zmęczeniowej nie wnikając w charakter uszkodzeń przekładni. W trakcie badań

w warunkach przemysłowych najczęściej wykonuje się pomiar wartości skutecznej prędkości lub przyspieszeń drgań obudowy przekładni. Należy podkreślić, że na wartość poziomu drgań mają znaczny wpływ warunki pomiarów oraz zmiany wartości obciążenia zewnętrznego. W warunkach zmienności obciążenia konieczna jest normalizacja sygnału diagnostycznego lub stosowanie miar diagnostycznych cechujących się małą wrażliwością na zmiany warunków pracy przekładni. W diagnostyce eksploatacyjnej przekładni wykorzystuje się wiele różnych miar sygnałów drganiowych tzw. miary uszkodzeniowo-zorientowane, między innymi współczynnik modulacji amplitudowej w paśmie f_z , współczynnik zawartości harmonicznych i inne [3,13,14]. Wiele miar diagnostycznych otrzymywanych jest z sygnałów uśrednionych synchronicznie [1,4,9]. Jednym z pierwszych przykładów zastosowania miar wyznaczonych na podstawie uśrednionych sygnałów drgań przekładni były zdefiniowane przez Stewarta [12] tzw. wskaźniki dobroci FM (figures of merit): FM0, FM1÷4, oceniające ogólny stan przekładni, nieosiowość, bicie, wyłamanie zęba oraz stopień zużycia zębów. W artykule przedstawiono wyniki badań diagnostycznych

przekładni zębatych napędów klatek walcowniczych.

2. Obiekt badań

Badaniami objęto 10 przekładni jedno i dwustopniowych z dodatkowym zazębieniem klatki walców. W układach napędowych klatek zastosowano silniki asynchroniczne o mocy 200 kW. Prędkości obrotowe wałów wejściowych są stałe dla poszczególnych przekładni i zawierają się w zakresie od 380 do 800 [obr./min]. W ramach badań wykonano pomiary przyspieszeń drgań w trzech kierunkach oraz zarejestrowano sygnały impulsowe zgodne z obrotami wału wejściowego służące do uśredniania synchronicznego. Schemat kinematyczny jednostopniowej przekładni zębatej przedstawia rysunek 1.



Rys. 1. Schemat kinematyczny jednostopniowej przekładni zębatej

Wybrane parametry badanych przekładni przedstawiono w tablicy 1.

Tablica 1

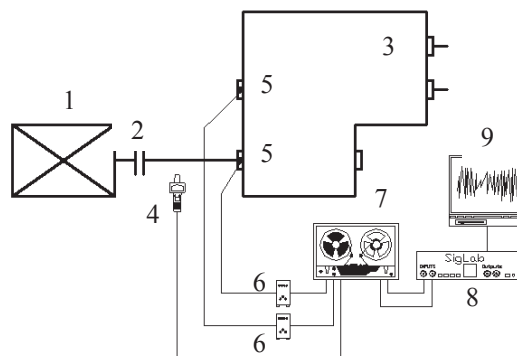
	Przekładnia K 4	Przekładnia K 12
Prędkość obrotowa wału wejściowego n_1 [obr./min]	486	656
Liczba zębów z_1	22	41
Liczba zębów z_2	142	89
Liczba zębów z_k	26	32

3. Metoda pomiarów

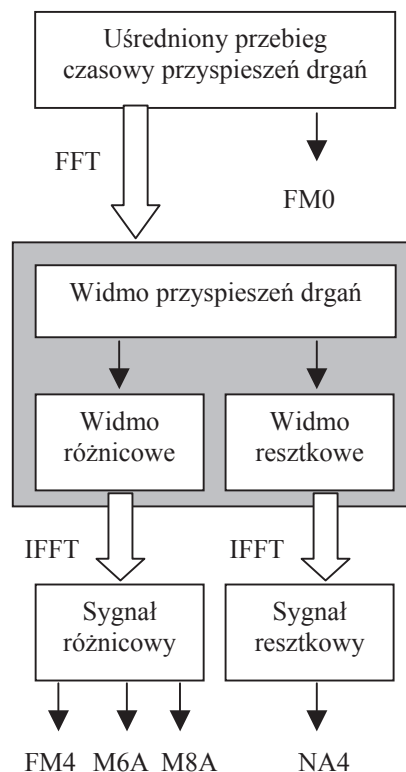
Rejestrację i przetwarzanie sygnałów drganiowych wykonano za pomocą układu pomiarowo-analizującego przedstawiono na rysunku 2. Pomiary drgań przekładni wykonano podczas biegu luzem oraz pod obciążeniem w czasie walcowania. Przykładowe przebiegi zarejestrowanych przyspieszeń drgań w funkcji czasu przedstawiono na rysunku 5. Zarejestrowane na magnetofonie pomiarowym sygnały analogowe przetworzono na postać cyfrową z częstotliwością próbkowania 12,8 kHz za pomocą analizatora SigLab zintegrowanego z pakietem oprogramowania Matlab. Zastosowana metoda pomiaru umożliwiła uśrednianie

synchroniczne sygnałów drganiowych obrotami wałów wejściowych.

Zmiany stanu diagnozowanych przekładni mają istotny wpływ na strukturę sygnału wibroakustycznego. Zarejestrowane sygnały wibroakustyczne należy przetwarzać stosując odpowiednie miary sygnałów tak by stanowiły one symptomy świadczące o intensywności i zaawansowaniu zużycia [2].



Rys. 2. Schemat układu pomiarowego 1-silnik, 2-sprzęgło, 3-badana przekładnia, 4-czujnik prędkości obrotowej, 5-punkty pomiarowe, 6-przedwzmacniacz BK2626, 7-magnetofon pomiarowy BK7003, 8-analizator sygnałów SigLab50-21, 9-komputer



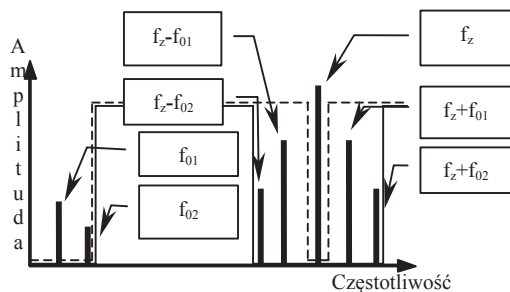
Rys. 3. Sposób analizy zmierzonych przebiegów przyspieszeń drgań

W przekładniach zębatych mamy do czynienia ze zjawiskami modulacji sygnału nośnego, którym zazwyczaj są wysokoczęstotliwościowe sygnały zazębienia lub częstotliwości rezonansowe elementów przekładni. W przekładni zębatej istnieje wiele przyczyn modulacji amplitudowo-częstotliwościowej, są one dość szczegółowo opisane w literaturze. Podczas eksploatacji przekładni zachodzą procesy zużyciowe i degradacyjne, które mają wpływ na parametry sygnałów modulujących. Potwierdzeniem tego może być fakt, że analiza obwiedni sygnału w pasmach częstotliwości związanych z zazębieniem jest jedną z bardziej efektywnych metod diagnostyki przekładni stosowaną w praktyce.

Odpowiednie przetwarzanie sygnałów w dziedzinie czasu i częstotliwości umożliwia określenie stopnia i rodzaju modulacji sygnału nośnego. Jednym ze sposobów jest analiza statystyczna sygnału otrzymanego po wstępnym przetworzeniu w dziedzinie częstotliwości [6, 7].

Na rysunku 3 został przedstawiony sposób analizy zmierzonych przebiegów czasowych przyspieszeń drgań

Do analizy sygnałów zarejestrowanych podczas badań wykorzystano sygnały resztkowe (residual signal) i różnicowe (difference signal). W literaturze można spotkać różne sposoby realizacji sygnału resztkowego (residualnego). W pracy sygnał resztkowy $r(t)$ otrzymano poprzez usunięcie w widmie pasm zawierających składowe obrotowe wałów kół oraz składowe częstotliwości zazębienia i jej harmoniczne. Często pod pojęciem sygnału resztkowego rozumie się sygnał otrzymany poprzez usunięcie z widma jedynie częstotliwości zazębienia i jej harmonicznych. Sygnał różnicowy $d(t)$ otrzymuje się podobnie, lecz usunięte pasma wokół częstotliwości zazębienia i jej harmonicznych są szersze i obejmują wstęgi boczne związane z częstotliwościami obrotowymi kół zębatych. Zastosowany w pracy sposób filtracji sygnałów w dziedzinie częstotliwości przedstawia rysunek 4.



Rys. 4. Sposób filtracji sygnałów w dziedzinie częstotliwości

Po usunięciu odpowiednich pasm częstotliwości w widmie wykonuje się odwrotną transformację Fouriera otrzymując czasowe reprezentacje

sygnałów $r(t)$ i $d(t)$. Do oceny stanu dynamicznego przekładni kłatek walcowniczych zastosowano dyskryminanty bezwymiarowe [5,9,12,15] obliczone na podstawie sygnałów drgań uśrednionych synchronicznie:

$$FM0 = \frac{A_{pp}}{\sum_{k=1}^n A_k}$$

$$FM4 = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^2 \right]^2}$$

$$M6A = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^6}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^2 \right]^3}$$

$$M8A = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^8}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^2 \right]^4}$$

$$NA4 = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (r_n - \bar{r})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (r_n - \bar{r})^2 \right]^2}$$

gdzie:

N – liczba próbek,

A_{pp} – amplituda międzyszczytowa,

A_k – amplituda k-tej harmonicznej zazębienia,

$d(t)$ – sygnał różnicowy,

$\bar{d}(t)$ – wartość średnia sygnału $d(t)$,

$r(t)$ – sygnał resztkowy,

$\bar{r}(t)$ – wartość średnia sygnału $r(t)$.

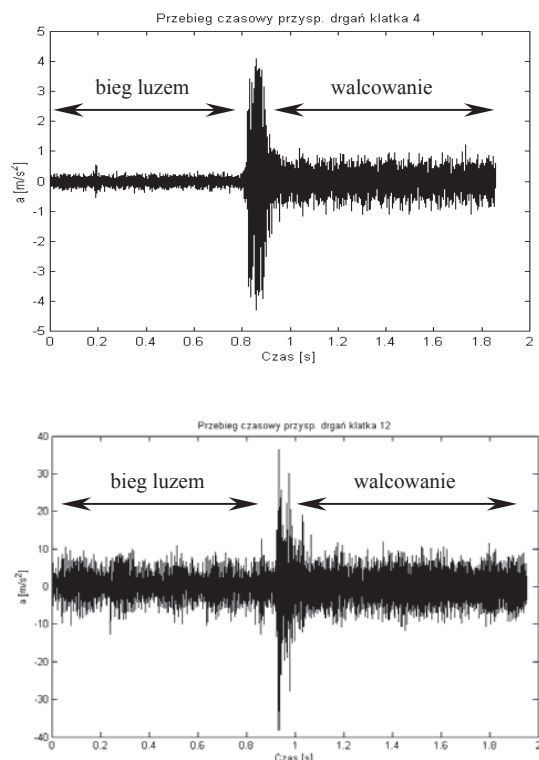
Dyskryminantę FM0 wyznacza się jako iloraz uśrednionych międzyszczytowych amplitud sygnałów drgań do sumy wartości skutecznych w pasmach częstotliwości zazębienia f_z i jej harmonicznych. Jest ona uznawana za miarę oceniającą ogólny stan przekładni [2, 5]. Miary FM4, NA4 są wrażliwe na rozwój lokalnych uszkodzeń kół [4, 5]. Wprowadzone przez Martina [8] miary M6A, M8A obliczone na podstawie wyższych momentów statystycznych służą do oceny zużycia powierzchni roboczych zębów.

4. Analiza wyników badań

Głównym celem analizy sygnałów było określenie wartości wybranych dyskryminant uzyskiwanych z sygnałów uśrednionych.

Do analizy zostały wybrane sygnały drganiowe pochodzące z przekładni K4 i K12. Wybrane przekładnie znacznie różniły się poziomem

generowanych drgań. Przekładnia K4 była w ogólnym stanie dynamicznym dobrym, natomiast przekładnię K12 ze względu na wysoki poziom wartości skutecznych przyspieszeń drgań przeznaczono do remontu.

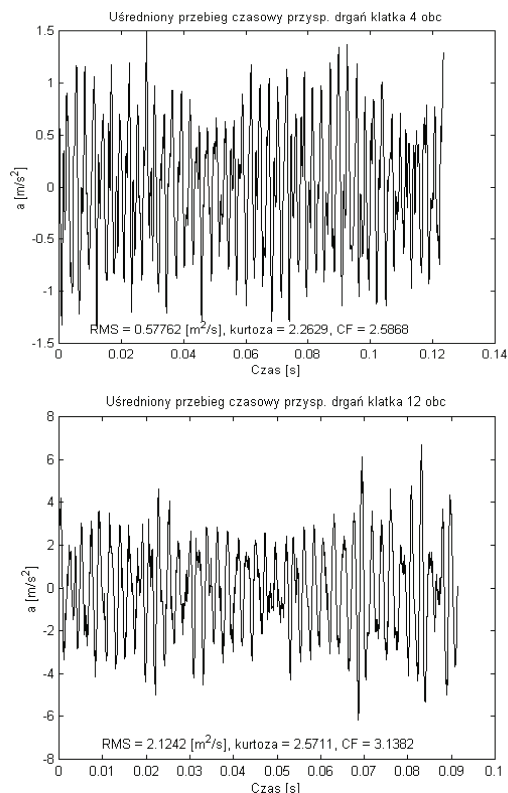


Rys. 5. Przykładowe przebiegi przyspieszeń drgań dla przekładni K4 i K12

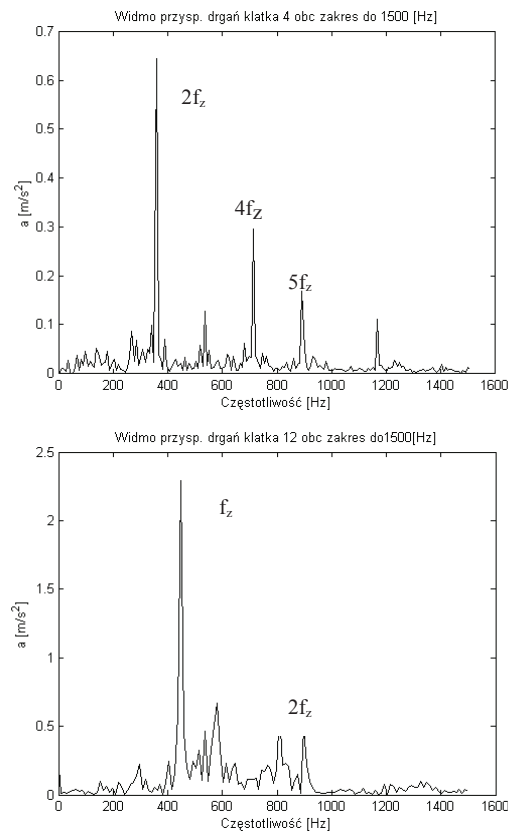
Przykładowe przebiegi przyspieszeń drgań dla obu przekładni podczas biegu luzem oraz walcowania przedstawia rysunek 5.

Przyspieszenia uśrednione synchronicznie okresem obrotów wału wejściowego przekładni przedstawia rysunek 6.

Na rysunku 7 zostały przedstawione widma przyspieszeń drgań obu badanych przekładni, a na rysunku 8 odpowiadające im sygnały resztkowe.



Rys. 6. Uśrednione przebiegi czasowe przyspieszeń drgań przekładni K4 i K12 pod obciążeniem

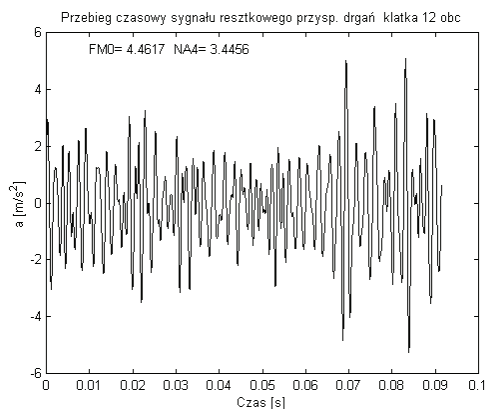
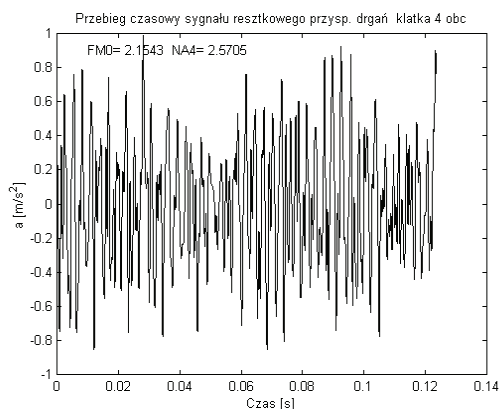


Rys. 7. Widma przyspieszeń drgań przekładni K4 i K12

W tabelicy 2 zestawiono wartości wybranych dyskryminant bezwymiarowych obliczonych na podstawie uśrednionych sygnałów przyspieszeń drgań przekładni K4 i K12 podczas biegu luzem i pod obciążeniem oraz współczynnika szczytu CF i kurtozy K sygnału nieuśrednionego.

Tabela 2.

		CF	K	FM0	NA4	FM4	M6A	M8A
Bieg luzem	K4	4,02	3,32	14,24	2,82	2,79	11,94	63,33
	K12	4,54	3,63	11,37	3,25	3,30	21,22	215,06
Obciążenie	K4	3,91	2,75	2,15	2,57	2,56	9,66	45,01
	K12	2,94	3,78	4,46	3,45	3,30	19,39	150,73

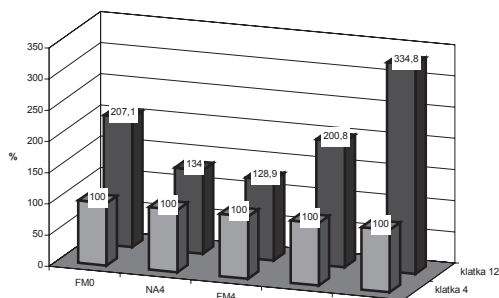


Rys. 8. Sygnały resztkowe przyspieszeń drgań przekładni K4 i K12

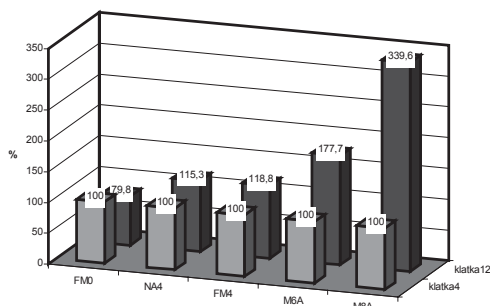
Wyniki obliczeń dla obu przekładni zostały przedstawione na wykresach (rys. 9 i 10).

Rysunki przedstawiają procentowy wzrost wartości dyskryminant obliczonych dla przekładni K12, poziomem odniesienia są wartości dyskryminant przekładni K4.

Dyskryminanty M6A i M8A obliczone na podstawie sygnałów drgań przekładni K12 wykazują duży wzrost wartości niezależnie od obciążenia. Na wykresie widać znaczny wzrost wartości FM0 przekładni K12 podczas walcowania co potwierdza jej zły stan techniczny.



Rys. 9. Procentowy wzrost wartości dyskryminant obliczonych dla przekładni K12 w odniesieniu do dyskryminant przekładni K4, przy obciążeniu



Rys. 10. Procentowy wzrost wartości dyskryminant obliczonych dla przekładni K12 w odniesieniu do dyskryminant przekładni K4 podczas biegu luzem

5. Podsumowanie

Przeprowadzona analiza wyników badań wykazała wrażliwość przyjętych miar na zmianę stanu technicznego przekładni. Największą wrażliwość na zmianę stanu przekładni wykazują bezwymiarowe miary M6A i M8A oparte na wyższych momentach statystycznych. Bezwymiarowe miary diagnostyczne są mało wrażliwe na zmiany obciążenia, co zostało potwierdzone wynikami badań.

Aby w praktyce móc stosować bezwymiarowe dyskryminanty, wymagana jest rejestracja sygnałów odniesienia zgodnych z okresem obrotów wałów. Obecny stan zaawansowania przetwarzania danych pomiarowych umożliwia zastosowanie tego typu analiz w warunkach przemysłowych. Stosowanie dyskryminant uszkodzeniowo-zorientowanych łącznie z klasycznymi metodami diagnostyki może zwiększyć pewność diagnozy.

Literatura

1. Adamczyk J., Krzyworzeka P., Łopacz H.: Systemy synchronicznego przetwarzania sygnałów diagnostycznych, Kraków 1999.
2. Cempel C.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn., Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1989.
3. Cempel C.: Diagnostically Oriented Measures of Vibroacoustical Process, Journal of Sound and Vibration 73 (4), 1980, pp. 547-561.
4. Dempsey P. J., Zakrajsek J. J.: Minimizing Load Effects on NA4 Gear Vibration Diagnostic Parameter, NASA TM-2001-210671, Glenn Research Center, Cleveland 2001.
5. James Li C., Limmer J. D.: Model – Based Condition Index for Tracking Gear Wear and Fatigue Damage, Wear 241, 2000, pp. 26-32.
6. Madej H.: Wykorzystanie sygnału resztkowego drgań w diagnostyce przekładni zębatych, Diagnostyka Vol. 26, 2002, str. 45-52.
7. Madej H.: Przetwarzanie sygnałów w diagnostyce przekładni zębatych. ZN Politechniki Śląskiej s. Transport, Z. 46, 2002, s. 55-64.
8. Martin H. R.: Statistical Moment Analysis as an Means of Surface Damage Detection. 7th International Modal Analysis Conference, Society for Experimental Mechanics. Schenectady, NY, 1989, s. 1016-1021.
9. Mosher M., Pryor A. H., Huff E. M.: Evaluation of Standard Gear Metrics in Helicopter Flight Operation. 56th Mechanical Failure Prevention Technology Conference, Virginia Beach USA 2002.
10. Muller L.: Przekładnie zębate – dynamika. WNT, Warszawa, 1986.
11. Radkowski S., Zawisza M.: Wykorzystanie sygnału wibroakustycznego w powstawania i rozwoju pęknięcia zmęczeniowego u podstawy stopy zęba w przekładni zębatej. XXX Jubileuszowe Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, 2003.
12. 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.
13. Wilk A., Łazarz B., Madej H.: Badania diagnostyczne przekładni zębatych, Przegląd Mechaniczny nr 11-12, 1999, str. 5-8.
14. Wilk A., Łazarz B., Madej H.: Diagnosis of Industrial Gears Proceed., 6th

International Congress on Sound and Vibration, Denmark 1999, pp. 3025-3030.

15. Zakrajsek J. J i inni: Transmission Diagnostic Research at NASA Lewis Research Center, NASA TM-106901, 1995.



Dr inż. Henryk MADEJ jest pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zajmuje się problematyką związaną z wibroakustyką maszyn, diagnostyką przekładni zębatych, mechatroniką i metrologią. Jest autorem i

współautorem ok. 80 artykułów opublikowanych w czasopismach oraz materiałach konferencyjnych. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.



Mgr inż. Piotr CZECH jest doktorantem w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zajmuje się wykorzystaniem sieci neuronowych w diagnostyce przekładni zębatych.



Mgr inż. Łukasz KONIECZNY jest doktorantem w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zainteresowania: komputerowe wspomaganie projektowania (2D, 3D).