

ANALIZA ZMIAN SYGNAŁU DRGAŃ SKRZYNI BIEGÓW W SAMOCHODZIE POD WPŁYWEM ZUŻYCIA

W artykule omówiony został wpływ zużycia zębów skrzyni biegów w samochodzie na generowany sygnał przyspieszenia drgań mierzony na obudowie tej skrzyni. Sygnał został przetworzony trzema metodami: analizy widmowej FFT, filtracji cyfrowej oraz analizy falkowej. Następnie opracowano miary różnicujące stan przekładni dla każdej metody, które porównano ze sobą. Miary te mogą zostać użyte do diagnozowania stanu przekładni skrzyni biegów w sposób automatyczny.

WSTĘP

Skrzynia biegów jest bardzo silnym generatorem drgań i hałasu oraz wzmacniaczem sygnału dynamicznego w układzie napędowym pojazdu. Sygnał przyspieszenia drgań mierzony na obudowie skrzyni biegów jest sygnałem okresowo zmieniającym się, a dla stałej prędkości obrotowej może być traktowany jako cyklostacjonarny [1] z elementami szumu losowego. Jego główne składowe to ciąg harmonicznych prędkości obrotowej wału korbowego. Widmo jest szerokopasmowe, a powstawanie wielu harmonicznych wiąże się m.in. ze zmieniającym się w czasie jazdy niewyrównoważeniem wałów i niewspółosiowością oraz przenoszeniem się drgań spowodowanych cykliczną pracą zaworów silnika. W paśmie niższych częstotliwości widoczne są kolejne harmoniczne związane z pracą kolejnych cylindrów silnika (dla silnika 4-cylindrowego jest to połowa częstotliwości wału korbowego). Następnym źródłem wymuszeń jest współpraca kół zębatych przekładni skrzyni biegów oraz przekładni głównej, a także ich harmoniczne. W zakresie niskich częstotliwości (poniżej częstotliwości obrotowej wału korbowego) widać składową prędkości obrotowej półosi oraz składowe związane z pracą pojedynczych cylindrów.

Celem analizy sygnału drgań jest znalezienie miary wrażliwej na zużycie kół przekładni. Pomiar sygnału drgań jest metodą nieinwazyjną i szeroko stosowaną w diagnozowaniu maszyn wirujących [2-9]. Przedstawiony w artykule przypadek nierównomiernego zużycia jest często obserwowany w samochodowych stacjach diagnostycznych.

1. OPIS BADAŃ

Obiektem badań był układ napędowy Fiata Punto z silnikiem FIRE 1.2 MPI, benzynowym, 4-cylindrowym 8-zaworowym oraz 5-biegową skrzynią przekładniową.

Eksperyment przeprowadzono podczas prób drogowych dla stałych prędkości obrotowych. Rejestrowano następujące sygnały:

- przyspieszenia drgań obudowy skrzyni biegów
- z czujnika położenia wału korbowego (synchronizacja)

Przyspieszenia drgań układu napędowego były przetwarzane przy pomocy czujników Bruel & Kjaer typ IEPE nr 4514. Sygnały rejestrowano przy pomocy przenośnego urządzenia do rejestracji danych Bruel & Kjaer PULSE typ 3560E z częstotliwością próbkowania 65536 Hz.

Sygnały o czasie trwania około 1 minuty rejestrowano podczas jazdy po drodze ekspresowej ze stałymi prędkościami 2000, 3000 i 4000 obr/min bez gwałtownych zmian obciążenia silnika. Niewielkie wahania prędkości zostały zniwelowane podczas dalszej analizy za pomocą operacji synchronizacji i interpolacji. Utrzymywanie stałej prędkości obrotowej silnika jest bardzo istotne, gdyż parametr ten ma znaczący wpływ na amplitudę drgań.

Eksperyment czynny polegał na rejestracji sygnałów w warunkach symulowanych uszkodzeń mechanicznych zespołu napędowego naśladujących te, które są często diagnozowane w warsztatach samochodowych i które dają realne szanse wykrycia przy pomocy nieinwazyjnych metod wibroakustycznych.

Wykonano eksperyment czynny dla następujących stanów:

- 1) skrzynia biegów w stanie sprawnym,
- 2) zęby koła napędzającego 5. biegu zużyte na około 1/3 obrotu,
- 3) zęby koła napędzającego 5. biegu zużyte w znacznym stopniu na około 1/3 obrotu (rys.1).

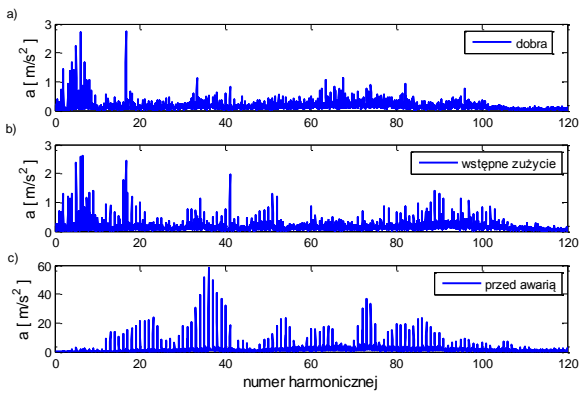


Rys. 1. Zużyta para kół zębatych skrzyni biegów

Zarejestrowane sygnały drgań zostały poddane wstępnemu przetworzeniu polegającemu na przepróbkowaniu sygnału tak, aby można było go przedstawić w dziedzinie kąta położenia wału [10,11]. Operację tę umożliwił sygnał synchronizujący z czujnika położenia wału korbowego. Tak przygotowany sygnał może być uśredniany synchronicznie w celu eliminacji szumu.

2. ANALIZA WIDMOWA

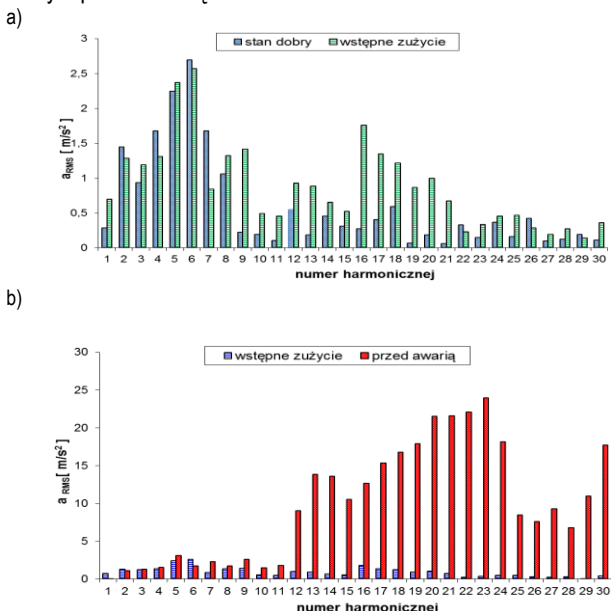
Na rys.2 przedstawiono porównanie widm sygnału przyspieszenia drgań [12] zmierzonego na obudowie skrzyni biegów dla wymienionych wyżej stanów przekładni.



Rys. 2. Usrednione widma przyspieszenia drgań skrzyni biegów dla a) sprawnej skrzyni, b) ze wstepnie zuzytymi zebami, c) przed awarią

Zgodnie z oczekiwaniami współpraca zużytych zębów powoduje zmiany ilościowe i jakościowe charakterystyk częstotliwościowych sygnału drgań. Trzeci przypadek, tj. bardzo duże zużycie zębów nie wymaga skomplikowanej analizy. Amplituda drgań rośnie około 20 razy, a hałas powodowany przez skrzynię biegów jest słyszalny w kabinie kierowcy. Uszkodzenie generuje ciąg składowych harmoniczných prędkości obrotowej wału korbowego, w których ginie nawet częstotliwość zazębienia (x41). Składowe harmoniczne są wyraźnie wzmacniane przez częstości własne układu.

Na większą uwagę zasługuje przypadek początkowego zużycia zębów. Na wykresie czasowym widać okresowe niewielkie wzrosty amplitudy sygnału drgań, a w widmie większą liczbę składowych harmoniczných sygnału drgań skrzyni dobrej i z niewielkim zużyciem na 1/3 obrotu zmierzonych podczas jazdy, natomiast rys.3b zawiera zestawienie takich amplitud dla skrzyni ze wstepnym zużyciem i skrzyni przed awarią.



Rys. 3. Amplitudy składowych harmoniczných prędkości obrotowej kół zębatych dominujących w widmie drgań skrzyni biegów dla prędkości silnika 3000 obr/min

Składowa podstawowa (prędkość obrotowa wału) i jej kolejnych osiem harmoniczných mają duży udział w widmie sygnału, ale ich amplituda nie zmienia się nawet przy wyraźnym zużyciu przekładni. Widać natomiast wyraźny wzrost amplitudy od 9. do 30. harmoniczných prędkości obrotowej wału. Przyjmując wzrost amplitudy składo-

wych harmoniczných prędkości obrotowej jako symptom zużycia przekładni można sformułować prostą miarę diagnostyczną w postaci sumy tych amplitud:

$$H = \sum_{i=9}^{30} H(i) \quad (1)$$

gdzie:

$H(i)$ – amplituda i-tej harmoniczných prędkości obrotowej wału.

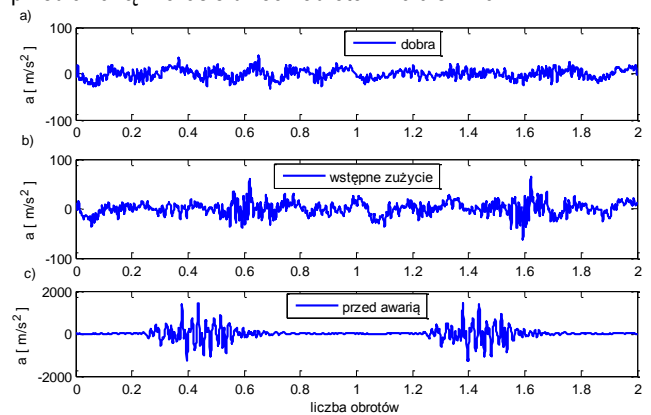
W tabeli 1 zestawiono miarę zdefiniowaną wzorem (1) dla skrzyni sprawnej, z zębami zużyтыми, skrzyni przed awarią oraz nowej pary kół zębatych przy trzech prędkości obrotowych 2000, 3000 i 4000 obr/min.

Tab.1. Miara zużycia przekładni obliczona na podstawie widma sygnału drgań dla trzech prędkości silnika

Prędkość obrotowa silnika [obr/min]	Przekładnia sprawna [m/s²]	Początkowe zużycie [m/s²]	Przed awarią [m/s²]	Przekładnia po wymianie [m/s²]
2000	1,87	5,01	115,25	2,31
3000	5,49	14,88	283,21	5,72
4000	18,77	27,45	452,75	13,95

3. ANALIZA PRZEBIEGÓW CZASOWYCH

Diagnozowanie można również przeprowadzić na podstawie przebiegu czasowego. W celu wyeliminowania przypadkowych zakłóceń przeprowadzono usrednianie synchroniczne z 10 cykli pracy silnika na podstawie sygnału położenia wału korbowego. Na rys.4 przedstawiono usrednione przebiegi czasowe przyspieszenia drgań skrzyni biegów dla skrzyni w dobrym stanie, wstepnie zużytej i przed awarią w czasie dwóch obrotów wału silnika.

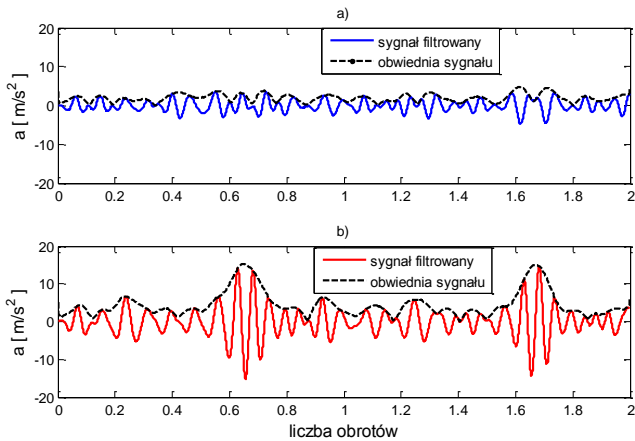


Rys. 4. Usrednione synchronicznie przebiegi czasowe drgań skrzyni biegów przy prędkości 3000 obr/min dla a) sprawnej skrzyni, b) ze wstepnie zuzytymi zebami, c) przed awarią

Trzeci przypadek pokazuje wyraźny wzrost amplitud drgań podczas współpracy zużytych par zębów. Lepszą jakością sygnału można uzyskać przez odfiltrowanie 10 pierwszych składowych harmoniczných, które, jak wynika z analizy widmowej, nie są wrażliwe na stopień zużycia. Filtracji sygnału dokonano przy użyciu cyfrowego filtra Butterwortha [13].

Ponadto operacja ta eliminuje składowe subharmoniczne prędkości obrotowej wału korbowego silnika związane z uszkodzeniem np. przegubów, mechanizmu różnicowego lub łożyska koła.

Na rys.5 przedstawiono sygnał obwodni, wyraźnie okresowy i wyraźnie pozwalający na rozróżnienie stanu przekładni.



Rys. 5. Filtrowany przebieg czasowy sygnału przyspieszenia drgań oraz jego obwiednia przy prędkości 3000 obr/min dla 2 obrotów wału a) nowej pary kół zębatych i b) zużytej pary kół

Dla procesów $x(t)$ charakteryzujących się widmem wąskopasmowym, obwiednia jest wolnozmienną krzywą łączącą lokalne maksymalne amplitudy sygnału funkcji $x(t)$. Istnieje kilka koncepcji wyznaczania funkcji obwiedni, jedna z nich jest oparta na sygnale analitycznym opisanym funkcją [14]:

$$x_A(t) = x(t) + j\hat{x}(t) \quad (2)$$

gdzie $\hat{x}(t)$ jest transformatą Hilberta sygnału drganiowego $x(t)$ zdefiniowaną jako:

$$H[x(t)] \triangleq \hat{x}(t) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} x(\tau) \frac{1}{t-\tau} d\tau \quad (3)$$

Wówczas obwiednia sygnału jest obliczana według wzoru:

$$x_{env}(t) = \sqrt{x^2(t) + \hat{x}^2(t)} \quad (4)$$

Na podstawie sygnału obwiedni można sformułować miarę zużycia zębów skrzyni biegów jako wartość średnią obwiedni sygnału uśrednionego synchronicznie i przefiltrowanego:

$$X = \frac{1}{T} \int_0^T x_{env}(t) dt \quad (5)$$

gdzie:

x_{env} - sygnał obwiedni sygnału uśrednionego synchronicznie i przefiltrowanego

T - czas jednego obrotu wału korbowego silnika.

W tabeli 2 zestawiono miarę zdefiniowaną wzorem (5) dla skrzyni dobrej, z zębami zużytymi oraz przed awarią.

Tab.2. Miara zużycia przekładni obliczona na podstawie obwiedni sygnału drgań po filtracji dla trzech prędkości silnika

Prędkość obrotowa silnika [obr/min]	Przekładnia sprawna [m/s²]	Początkowe zużycie [m/s²]	Przed awarią [m/s²]	Przekładnia po wymianie [m/s²]
2000	2,45	7,74	145,42	3,94
3000	7,55	13,95	264,58	6,55
4000	14,24	25,65	345,34	12,20

4. ANALIZA FALKOWA

Zużycie zębów skrzyni biegów widać najwyraźniej dekomponując sygnał w przestrzeni czas (kąt obrotu) – częstotliwość (skala).

Ciągła transformata falkowa CTF funkcji $f(t)$ jest określona następującym równaniem [15,16]:

$$Wf(b, a) = (f, \psi_{ab}) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \psi_{ab}(t)^* dt \quad (6)$$

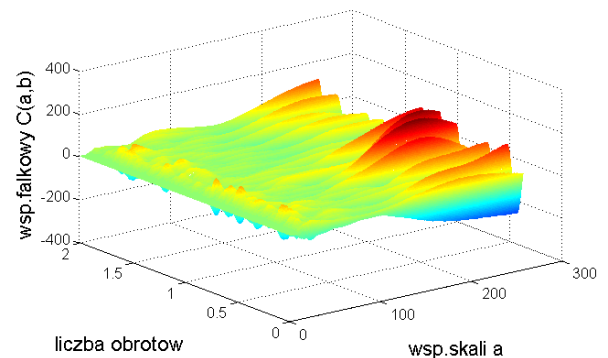
gdzie:

$Wf(b, a)$ - współczynniki falkowe jako funkcja dwóch parametrów: skali a oraz przesunięcia b ,

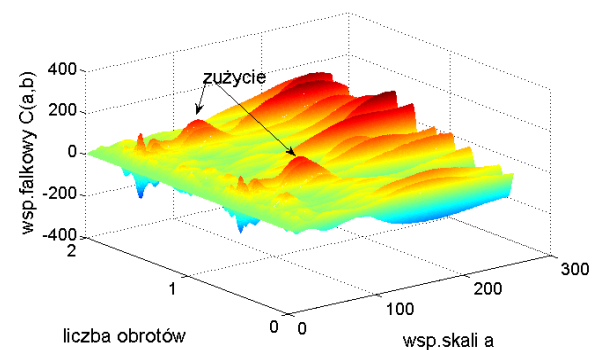
$\psi_{ab}(t)$ - rodzina falek wygenerowanych przy użyciu falki podstawowej $\psi(t)$.

Zmiana skali oznacza kompresję (przy zmniejszeniu skali) lub rozciągnięcie (przy zwiększeniu skali) falki ψ_{ab} . Ponieważ współczynniki $Wf(b, a)$ stanowią miarę korelacji sygnału f z falką ψ_{ab} , dla falki wąskiej (mała skala) reprezentują zawartość składowych

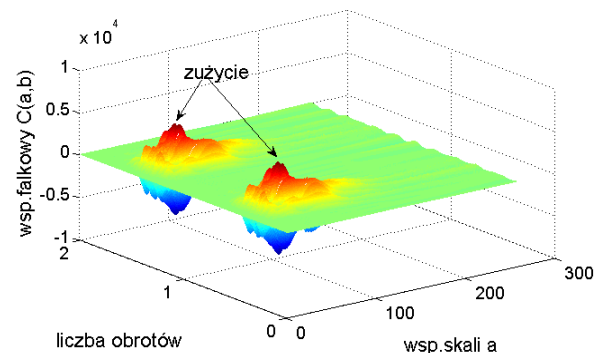
a)



b)



c)



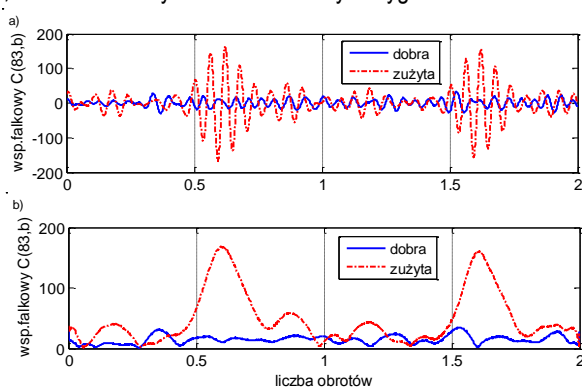
Rys. 6. Analiza falkowa uśrednionego synchronicznie sygnału drgań skrzyni biegów przy prędkości 3000 obr/min dla a) sprawnej skrzyni, b) wstępnego zużycia zębów, c) przed awarią.

wysokoczęstotliwościowych w analizowanym sygnale, a dla falki szerokiej (duża skala) reprezentują zawartość składowych niskoczęstotliwościowych.

Na rys.6 pokazano wyniki analizy falkowej przeprowadzonej dla dwóch obrotów wału korbowego przy użyciu falki Morleta, która jest często wybierana przez badaczy przy analizie uszkodzenia zębów przekładni.

Przy wstępnym zużyciu zębów pojawiają się składowe drgań przy małych skalach charakterystycznych dla wymuszeń impulsowych powodowanych przez uszkodzenia pojedynczych zębów. Strefa zwiększonych amplitud występuje dla falek o skalach 56-90, a lokalne maksimum dla skali 83. Zakres ten odpowiada analizowanemu wcześniej zakresowi składowych harmonicznym. Druga strefa to duże skale charakteryzujące drgania o niskich częstotliwościach pochodzące od prędkości obrotowych wałów i ich kilka kolejnych harmonicznym.

Na rys.7a przedstawiono dekompozycję falkową dla współczynnika skali 83 sygnału drgań skrzyni z dobrymi i zużytymi zębami, natomiast na rys. 7b obwiednie tych sygnałów.



Rys. 7. Wynik analizy falkowej sygnału dla współczynnika skali 83 sygnału drgań dla skrzyni sprawnej i wstępnie zużytej a) przebieg współczynnika falkowego oraz b) jego obwiednie dla 2 obrotów

Dla potrzeb diagnozowania na podstawie obwiedni sygnału można wyznaczyć wartość średnią według wzoru:

$$A_{wav} = \frac{1}{T} \int_0^T a_{env}(t) dt \quad (7)$$

gdzie:

a_{env} – sygnał obwiedni falki o skali 83 sygnału drgań uśrednionego synchronicznie,

T – czas jednego obrotu wału korbowego silnika.

W tabeli 3 zestawiono miary obliczone według (7) dla różnych prędkości obrotowych i różnych stanów zużycia kół zębatych.

Tab.3. Miara zużycia przekładni obliczona na podstawie obwiedni dekompozycji falkowej sygnału drgań dla trzech prędkości silnika

Prędkość obrotowa silnika [obr/min]	Przekładnia sprawna [m/s ²]	Początkowe zużycie [m/s ²]	Przed awarią [m/s ²]	Przekładnia po wymianie [m/s ²]
2000	6,85	23,42	387,43	5,94
3000	18,31	67,92	563,58	14,55
4000	24,21	94,69	685,02	24,20

PODSUMOWANIE

Wszystkie przedstawione miary zużycia kół zębatych skrzyni przekładniowej bazują na wzroście amplitudy kolejnych składowych harmonicznym prędkości obrotowej silnika pojawiających się w

chwili wchodzenia w przypór zużytych par zębów. Widać to wyraźnie na przebiegu czasowym drgań obudowy skrzyni, a jeszcze dokładniej na rozkładzie czasowo-częstotliwościowym przy użyciu ciągłej analizy falkowej. Na tej podstawie można sformułować proste miary zużycia, które pozwalają na diagnozowanie tego typu uszkodzenia. Bazują one na detekcji harmonicznym oraz na obwiedni przetworzonego sygnału. W metodzie wykluczone są przypadkowe błędy, ponieważ analiza przeprowadzana jest na sygnałach uśrednionych synchronicznie.

Z badań wynika, że dla danego typu skrzyni przekładniowej i dla analizowanego piątego biegu najwyższe amplitudy przypadają na 16. i 17. składową harmoniczną, co jest związane z częstościami własnymi układu. Stąd analizowana skala w analizie falkowej. Dla innego układu napędowego, innego biegu i innego samochodu maksimum składowych harmonicznym zużytych zębów może przypadać w innym miejscu widma. Problem można rozwiązać poszukując tych częstości w sposób adaptacyjny.

BIBLIOGRAFIA

1. Antoni J.: Cyclostationarity by Examples, Mechanical Systems and Signal Processing 23 (2009), pp. 987-1036.
2. Nagwa Abd-elhalim, Nabil Hamed, Magdy Abdel-hady, et al: Dynamic Modeling of Vehicle Gearbox for Early Detection of Localized Tooth Defect. SAE Technical Paper, 2008-01-2630.
3. Dynamika przekładni zębatych. Badania i symulacja w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym. Praca zbiorowa pod red. Z. Dąbrowskiego, S. Radkowskiego i A. Wilka, Wyd. ITE, Radom 2000.
4. Wilk A., Łazarz B.: Investigation of gear teeth wear influence on a transmission housing vibration, Proc. of Inter-Noise '98.
5. Wojnar G., Łazarz B., Madej H.: Wykrywanie uszkodzeń kół zębatych pracujących ze zmiennymi w czasie prędkościami obrotowymi, Zesz. Nauk. PŚI. nr 1741 Transp. 2006 z. 63, s. 265-272.
6. Wilk A.: Wibroakustyczne metody diagnozowania przekładni zębatych, Przegląd Mechaniczny 11-12/1998, s.9-13.
7. Łazarz B., Peruń G.: Modelowanie zużycia powierzchni roboczych zębów kół przekładni pracujących w układzie napędowym na potrzeby diagnostyki, Zesz. Nauk. PŚI. nr 1834 Transp. 2010 z. 69, s. 91-96.
8. Komorska I.: Detekcja uszkodzeń mechanicznym zespołu napędowego pojazdu na podstawie modelu sygnału drgań, Przegląd Mechaniczny, Nr 11/2014, str.21-25.
9. Komorska I.: Automobile Gearbox Diagnostics on the Basis of the Reference Model, Mechanics and Control, Vol.31 No.1 2012 s. 6-15.
10. Komorska I.: Vibroacoustic diagnostic model of the vehicle drive system. Monografia. Wyd. Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2011
11. Komorska I.: Model of the vibration signal of the vehicle drive system as a diagnostic tool, Scientific Problems of Machines Operation and Maintenance 1(165), vol.46, 2011, ISSN: 0137-5474
12. Randall R.B.: Frequency analysis, Bruel&Kjaer, 1987.
13. Zieliński T.: Cyfrowe przetwarzanie sygnałów. Od teorii do zastosowań, WKŁ, Warszawa 2002.
14. Bracewell R.N.: The Fourier Transform and its Application, McGraw-Hill, New York, 1978.
15. Białasiewicz J.T.: Falki i aproksymacje. WNT, Warszawa 2000.
16. Lin J., Zuo M.J.: Gearbox Fault Diagnosis Using Adaptive Wavelet Filter, Mechanical Systems and Signal Processing (2003) 17(6), pp.1259-1269.

Analysis of changes in the vibration signal of the car gearbox under influence of wear

Paper discussed the impact of tooth wear generated in the car gearbox on the acceleration vibration signal measured on the gearbox housing. The signal was processed by three methods: FFT spectral analysis, digital filtering and wavelet analysis. Then the measures to differentiate condition of gears for each method were developed. These measures can be used to diagnose the state of gears gearbox automatically.

Autor:

dr hab. inż. **Iwona Komorska** – Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny w Radomiu, Wydział Mechaniczny, Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Zakład Mechatroniki Samochodowej, e-mail: iwona.komorska@uthrad.pl