

**Dr inż. Rafał Burdzik**

Faculty of Transport  
Silesian University of Technology  
Kraśińskiego str. 8, 40-019 Katowice, Poland  
E-mail: rafal.burdzik@polsl.pl, tel. +48 32 603 4166

## **Implementacja wielowymiarowej identyfikacji charakterystycznych cech sygnału w analizie własności drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego**

**Słowa kluczowe:** *analiza sygnałów drganiowych, transformata falkowa, FFT*

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono programową aplikację opracowanej metody i algorytmu matematycznego identyfikacji charakterystycznych cech sygnału w analizie własności drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego. Z uwagi na złożoność, wynikającą z nieliniowości i losowości, zjawisk drganiowych w pojazdach samochodowych analiza ma charakter wielowymiarowy. Wyznaczana tabela właściwości składa się z wielu miar i estymatorów wymiarowych i bezwymiarowych w dziedzinach amplitud, czasu, częstotliwości i czasowo-częstotliwości. Pozwala to na obserwację i separację składowych sygnału w wielu dziedzinach. Umożliwia definiowanie miar sygnału w zależności od cech stacjonarności i niestacjonarności oraz precyzyjną lokalizację czasową częstotliwości rezonansowych. Wielokryterialne podejście do identyfikacji drgań umożliwia wyznaczenie zbioru właściwości drganiowych panelu podłogowego, który jest numerycznym odzwierciedleniem charakterystycznych cech sygnału drgań.

### **1. Wprowadzenie**

Drgania pojazdu są wynikiem wielu oddziaływań dynamicznych o różnym charakterze. Ich poprawna identyfikacja jest zagadnieniem trudnym i wymaga dużej wiedzy oraz odpowiednich narzędzi do pomiaru i przetwarzania sygnałów. Pojazd samochodowy, jako złożony układ mechaniczny, posiada zbiór określonych częstotliwości drgań własnych w zależności od kierunku propagacji fali drganiowej. W najbardziej ogólnym przypadku rozpatrywania zjawisk drganiowych wiodące znaczenie mają pasma częstotliwości drgań własnych mas resorowanych i nieresorowanych w kierunku pionowym. Źródła literaturowe podają różne zakresy tych pasm rezonansowych. Częstotliwość drgań swobodnych mas resorowanych pojazdu samochodowego przyjmuje się z przedziału 1 – 2,5 [Hz]. Zasadniczo taka dynamika zjawisk drganiowych nie wywołują negatywnych skutków u pasażerów, gdyż odpowiada naturalnej dla człowieka częstotliwości stawiania kroków. Drgania o częstotliwości poniżej 1 [Hz] wywołują u człowieka efekty zbliżone do choroby morskiej, natomiast drgania o częstotliwości przekraczającej 2,5 [Hz] wywołują szybkie zmęczenie oraz ból. Pierwsza częstotliwość rezonansowa dla człowieka przebywającego w pozycji siedzącej wynosi około 4-6 [Hz], w zależności od indywidualnej budowy człowieka [14]. Wymuszenia o częstotliwości 3-4 [Hz] pobudzają do silnych drgań narządy jamy brzusznej. Maksymalizacja amplitudowa oddziaływania tych drgań występuje przy częstotliwości 5-8 [Hz]. W bliskim sąsiedztwie tych częstotliwości występuje rezonans klatki piersiowej 7-8 [Hz]. Rezonans narządów głowy występuje w paśmie 20-30 [Hz], zaś gałek ocznych 60-90

[Hz]. Największą wrażliwością na drgania całego organizmu ludzkiego charakteryzują się układ nerwowy i układ krążenia. Reakcje ze strony tych układów i odpowiednich narządów objawiają się zaburzeniami ich pracy, złym samopoczuciem psychicznym oraz fizycznym, a nawet uszkodzeniem przy wyższych amplitudach oddziaływań i długich czasach ekspozycji. Interesujące wyniki badań wpływu wybranych parametrów poruszającego się pojazdu na komfort drganiowy, wyznaczany jako miary określone w ISO 2631 i w oparciu o model Człowiek-Pojazd-Droga, zostały przedstawione w [18]. W szeroko rozumianym środowisku transportu analiza komfortu drganiowego odniesiona jest do drgań na fotelach [14]. W zależności od konstrukcji i stanu siedziska mogą one powodować zmniejszenie lub zwiększenie poczucia dyskomfortu [29]. W artykule [29] przedstawiono wyniki badań nad wpływem czynników, takich jak: wiek, płeć, kondycja psycho-fizyczna, zapięcie pasów i wielkość oddziaływań dynamicznych na przenoszenie drgań na człowieka za pośrednictwem siedziska. W poniższym artykule przedstawiono natomiast analizy sygnałów drganiowych rejestrowanych na podłodze pojazdu w miejscach wnikania do organizmu za pośrednictwem stóp. Na podstawie badań empirycznych identyfikowano zjawiska rezonansowe występujące w wyższych pasmach częstotliwościowych, nawet powyżej 5 [Hz], co może powodować znaczne poczucie dyskomfortu. W przypadku mas nieresorowanych częstotliwości drgań własnych zawierają się w przedziale od kilku do kilkunastu herców (8-18 [Hz]). Podczas ruchu pojazdu samochodowego drgania własne mas resorowanych i nieresorowanych występują równolegle i nakładają się na siebie. Konstruktorzy seryjnie produkowanych pojazdów samochodowych dążą do ograniczenia drgań mas resorowanych przy jednoczesnym zachowaniu wystarczającej do zapewnienia odpowiedniej kierowności pojazdu twardości zawieszenia [1,3,4,6,7,11,16,19,22,30]. Coraz większego znaczenia nabierają właściwości materiałowe i technologie metalurgiczne w przemyśle samochodowym [2,12,13,17,23,31] poparte wnikliwą analizą wpływu wybranych parametrów na własności fizykochemiczne [9,10,15].

## **2. Identyfikacja charakterystycznych cech sygnałów drganiowych**

Wynikiem obserwacji i rejestracji zjawisk drganiowych są sygnały przemieszczeń, prędkości lub przyspieszeń drgań. Sygnał drganiowy jest nośnikiem informacji o stanie, zmianach lub procesie, jakiemu podlega rozpatrywany układ fizyczny lub system techniczny [24,33]. Sygnały wibroakustyczne posiadają największą pojemność informacyjną i umożliwiają obserwację zmian w szerokim paśmie częstotliwości. Wiele zagadnień pomiarowych można rozważać na poziomie ogólnym sygnału, traktując sygnał, jako całość w czasie obserwacji. Można je rozpatrywać w dziedzinach: amplitud, czasu i częstotliwości [8]. W przypadku zjawisk drganiowych o charakterze losowym rejestrowane sygnały będą miały charakter niestacjonarny, który wymaga obserwacji rozkładu sygnału jednocześnie w dziedzinach czasu i częstotliwości. Rozwijane są jednak nowatorskie metody, jak np. dekompozycja sprzężonych par (CPD) stosowane do rozkładu charakterystycznych składowych sygnałów i identyfikacji nieliniowości sygnału na podstawie przebiegów czasowych [26]. W artykule [25] przedstawiono nowatorską metodę czasowo-częstotliwościowej analizy sygnałów bazującą na transformacji Hilberta–Huanga (HHT) i dekompozycji sprzężonych par (CPD) dedykowaną do charakterystyki nieliniowości i identyfikacji parametrycznej nieliniowych układów dynamicznych o wielu stopniach swobody.

Reprezentację sygnału w dziedzinie częstotliwości uzyskuje się stosując dyskretne przekształcenie Fourier'a. W dziedzinie przetwarzania sygnałów przekształcenie to używane jest przede wszystkim do transformacji funkcji  $y(t)$ , ciągłej w dziedzinie czasu, w funkcję  $Y(f)$ , ciągłą w dziedzinie częstotliwości. Dyskretne przekształcenie Fourier'a zakłada, że

każdy sygnał może być otrzymany przez dodanie właściwych sinusoid z odpowiednimi fazami i amplitudami. Wynik dyskretnego przekształcenia Fourier'a można zatem zinterpretować jako zbiór wartości badanego sygnału w funkcji częstotliwości sinusoid składowych [20]. W praktyce częściej stosuje się szybką transformację Fourier'a (FFT), jako algorytm obliczeniowy dyskretnego przekształcenia Fourier'a oraz przekształcenia do niego odwrotnego, wykorzystujący symetrię funkcji sinus.

W diagnostyce technicznej realizacji czasowe wielkości fizycznych można postrzegać jako sumę dwóch składowych: zdeterminowanej i losowej. Zakłada się, że składowa zdeterminowana niesie ze sobą informacje dotyczące zużycia badanego urządzenia, natomiast składowa losowa jest miarą szumów i zakłóceń. Z punktu widzenia diagnostyki technicznej istotne są tylko dane zawarte w składowej zdeterminowanej, dlatego też konieczne jest przeprowadzenie separacji danych [21,27,28,30,32]. Jednym z narzędzi matematycznych pozwalającym na dokonane separowanie składowych sygnałów niestacjonarnych jest przekształcenie falkowe, które polega na wydzieleniu z sygnału  $f(t)$  części podobnej do zadanego wzorca, czyli części odzwierciedlającej składową zdeterminowaną. Rolę wzorca pełni falka podstawowa  $\psi(t)$ . Falka ta pełni także rolę jądra przekształcenia. W danym przekształceniu wykorzystuje się jedną falkę, jednakże pod wpływem modyfikacji współczynnika skali  $a$  i współczynnika przesunięcia  $b$  tworzy ona tak zwaną „rodzinę falek”. Ciągła transformata falkowa w dziedzinie czasu i częstotliwości definiowana jest następującą funkcją:

$$\tilde{s}_\psi(a,b) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \Psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (1)$$

gdzie:

$a$  – współczynnik skali,

$b$  – współczynnik przesunięcia,

$s(t)$  – wartość badanego sygnału w funkcji czasu,

$\tilde{s}_\psi(a,b)$  – współczynnik falkowy zależny od  $a$  i  $b$ ,

$\psi$  – funkcja falkowa,

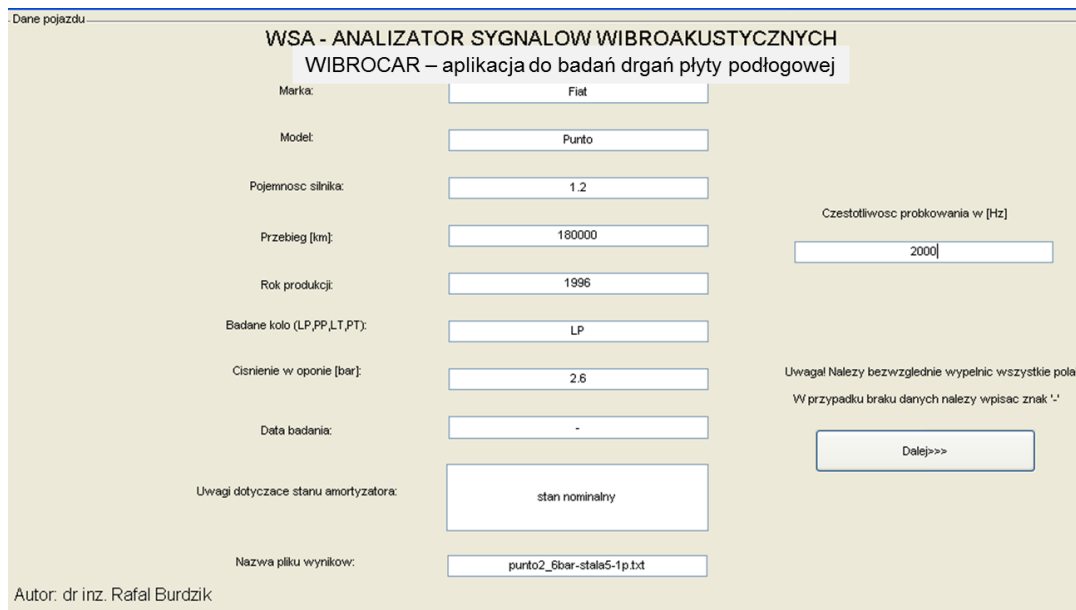
$\Psi((t-b)/a)$  – jądro przekształcenia.

Wartość współczynnika falkowego  $\tilde{s}_\psi(a,b)$  wyznaczanego za pomocą przedstawionego wyżej wzoru jest ogólnie rozumianą miarą podobieństwa między badanym sygnałem a wybraną falką [20].

Ponadto z uwagi na wrażliwość na stacjonarność warunków pracy estymat wymiarowych w procesie identyfikacji charakterystycznych cech sygnałów oprócz estymat wymiarowych stosuje się ilorazy tych miar, będące bezwymiarowymi dyskryminantami amplitudowymi. Uzyskuje się je poprzez dzielenie momentów różnych rzędów przez siebie.

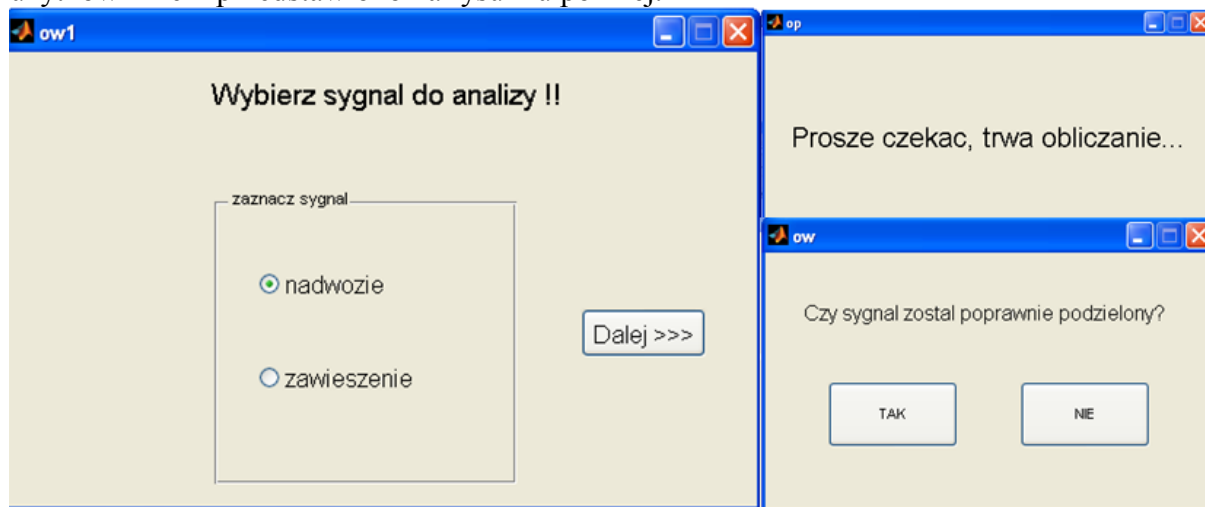
### **3. Metoda wielowymiarowej identyfikacja charakterystycznych cech sygnałów drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego – WSA WIBROCAR**

W celu identyfikacji charakterystycznych cech sygnału w analizie własności drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego opracowano złożony algorytm matematyczny, który został zaimplementowany w środowisku MatLab i stworzony interfejs programowy o nazwie WIBROCAR. Opracowany program nazwano WSA (Analizator Sygnałów Wibroakustycznych) i jest on rozbudowany o kilka modułów dedykowanych do analizy, monitorowania i diagnozowania wybranych układów i elementów konstrukcji pojazdu. Procedura badawcza rozpoczyna się od wprowadzenia niezbędnych danych pojazdu i parametrów badania (rys. 1).



Rys. 1. Okno programu WSA

Z uwagi na utylitarny charakter implementacji opracowanego programu, jednym z głównych założeń była jednoznaczna komunikacja z użytkownikiem. Ma to na celu intuicyjne prowadzenie użytkownika podczas obsługi programu. Przykłady okien komunikacji z użytkownikiem przedstawiono na rysunku poniżej.

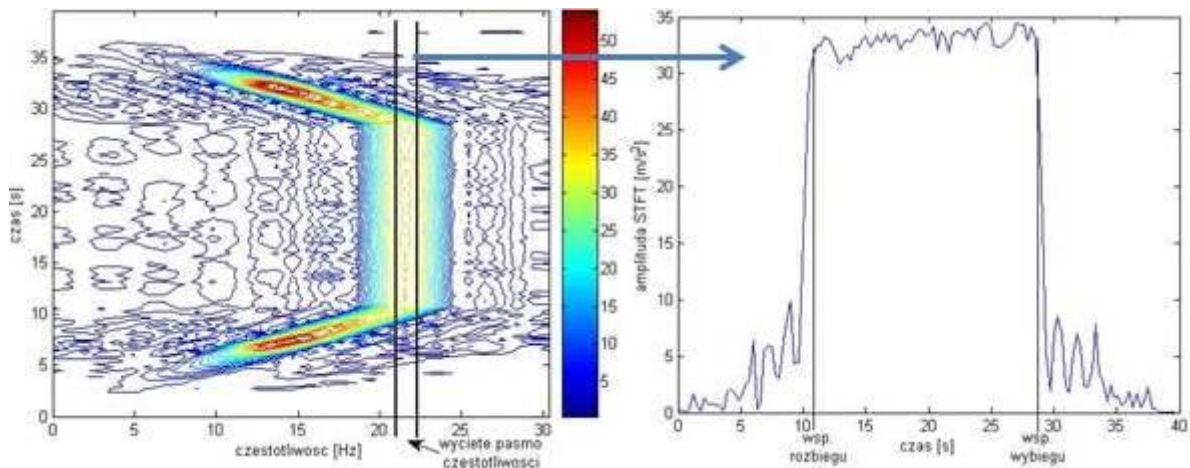


Rys. 2. Okna komunikacji z użytkownikiem programu WSA

Z uwagi na złożoność, wynikającą z nieliniowości i losowości, zjawisk drganiowych w pojazdach samochodowych analiza ma charakter wielowymiarowy. Wyznaczana tabela właściwości składa się z wielu miar i estymatorów wymiarowych i bezwymiarowych w dziedzinach amplitud, czasu, częstotliwości i czasowo-częstotliwości.

Precyzyjna identyfikacja charakterystycznych cech sygnału wymaga stosowania odpowiednich metod analizy w zależności od stacjonarności i niestacjonarności sygnału. Opracowano algorytm automatycznej lokalizacji stacjonarnych i niestacjonarnych cykli sygnału. W tym celu identyfikowano kolejne cykle pracy urządzenia wymuszającego. Opracowano miarę kolejnych faz pracy wzbudnika drgań. Jako znacznik czasu kolejnych cykli pracy wykorzystano miary, oparte na przekształceniu STFT. Głównym powodem wyboru do tego celu tej transformacji był szybki czas jej realizacji. Z widma STFT analizie poddano pasmo częstotliwości 21-22 Hz i na podstawie jego przebiegu czasowego

opracowano algorytm wyszukujący współrzędne czasowe końca rozbiegu, oraz początku wybiegu. Lokalizacja cykli pracy polega na porównaniu przebiegu kolejnych wartości analizowanego pasma częstotliwości („analiza zbrocza”) z zadanymi parametrami [5]. Zlokalizowanie końca rozbiegu i początku wybiegu pozwala podzielić sygnał na trzy okna czasowe. W pierwszym oknie sygnał narastający zgodnie ze stałym przyrostem częstotliwości wymuszenia, w drugim stała częstotliwość wymuszenia i trzecie okno to wybieg urządzenia, podczas którego amplitudy sygnału maleją zgodnie ze stałym spadkiem częstotliwości wymuszenia. Wyznaczanie wycinka częstotliwości i analiza przebiegów współczynników STFT zostały zobrazowane na rysunku 3.

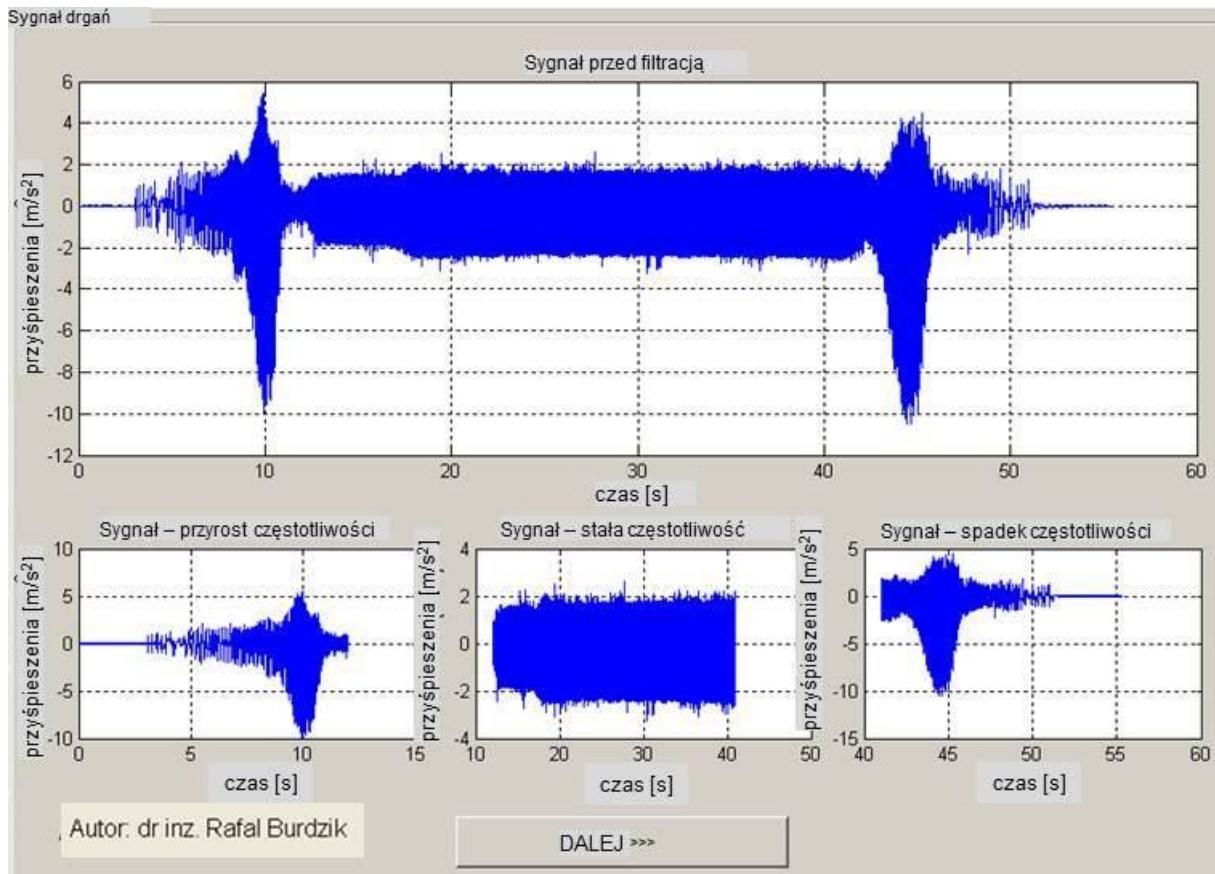


Rys. 3. Wyznaczanie i analiza przebiegów współczynników STFT do celów identyfikacji stacjonarności i niestacjonarności sygnałów

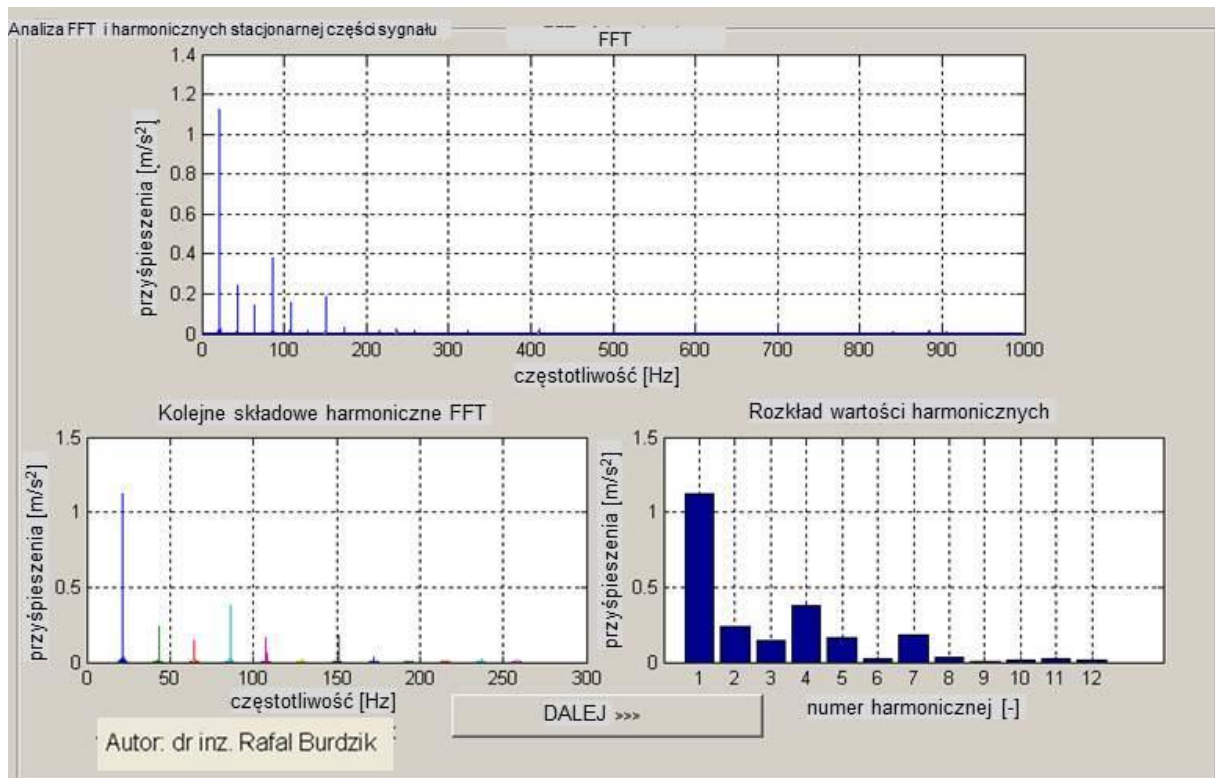
Przykład sygnału drgań płyty podłogowej z oknami podziału na części stacjonarne i niestacjonarne przedstawiono na rys. 4. Jest to pierwszy krok w identyfikacji cech sygnału za pomocą metod dedykowanych w analizie sygnałów stacjonarnych i niestacjonarnych.

Do analizy stacjonarnej części sygnału opracowano algorytm bazujący na FFT. Identyfikacja cech sygnału realizowana jest poprzez zestawienie amplitudowe kolejnych harmonicznych sygnału, które zostały precyzyjnie odseparowane od niestacjonarnych składowych sygnału. Wyniki tego algorytmu przedstawiono na rysunku 5. Wstępne badania drgań płyty podłogowej samochodu wykazały różne wrażliwości na zmiany parametrów tłumienia drgań kolejnych harmonicznych od stałego wymuszenia.

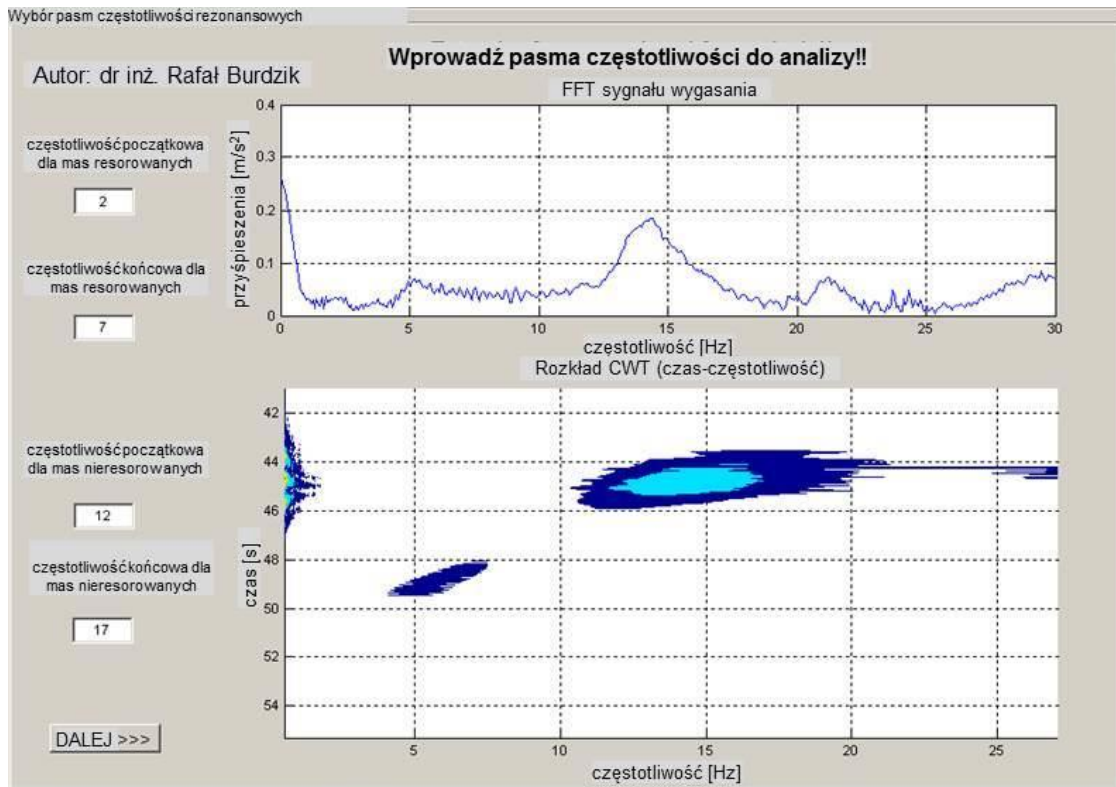
W celu analizy dominujących składowych częstotliwości rezonansowych mas resorowanych i nieresorowanych opracowano algorytm przekształcania niestacjonarnych sygnałów zarejestrowanych podczas wybiegu stanowiska wymuszającego drgania i po jego całkowitym wyłączeniu. Ostatecznie do identyfikacji cech sygnału wybrano okno drgań swobodnych pojazdu, w którym rejestrowano drgania układu swobodnie „wygaszającego”. Pozwoliło to na precyzyjną obserwację i definiowanie pasm częstotliwości drgań własnych układu. Okno analizy oraz definiowania zakresu pasm częstotliwości rezonansowych mas resorowanych i nieresorowanych przedstawiono na rys. 6. Uzyskany w ten sposób falkowy rozkład czasowo-częstotliwościowy sygnału umożliwia precyzyjne definiowanie okien rezonansowych.



Rys. 4. Sygnał drgań płyty podłogowej z automatycznym podziałem na części stacjonarne i niestacjonarne

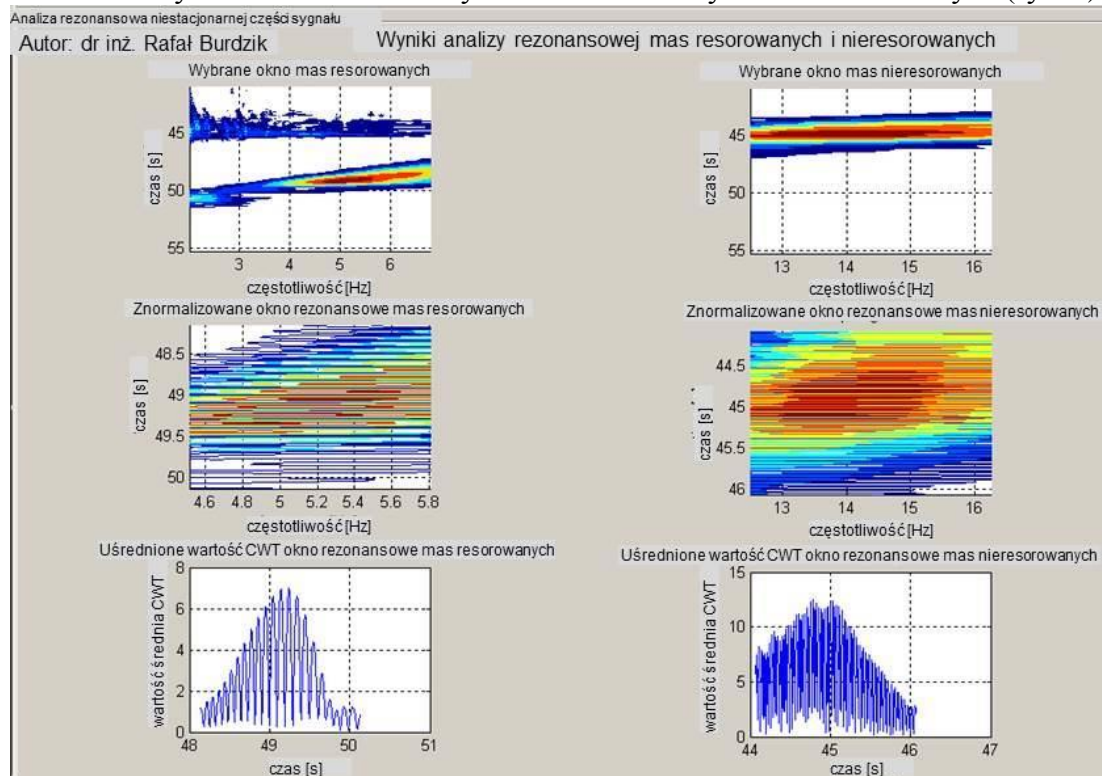


Rys. 5. Wyniki analizy FFT, stacjonarnej części sygnału drgań



Rys. 6. Identyfikacja pasm częstotliwości rezonansowych, niestacjonarna część sygnału

Jako wieloparametrową miarę charakterystycznych cech sygnałów drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego zastosowano 75 elementowe zbiory miar cech sygnału. Wyznaczano je jako estymatory z uśrednionych przebiegów czasowo-częstotliwościowych okien rezonansowych mas resorowanych i nieresorowanych (rys. 7).



Rys. 7. Czasowo-częstotliwościowe okna rezonansowe i uśrednione przebiegi rezonansu mas resorowanych i nieresorowanych

#### 4. Tabela właściwości drganiowych panelu podłogowego

Przedstawiona powyżej metoda wielowymiarowej identyfikacji charakterystycznych cech sygnałów umożliwia zdefiniowanie tabeli właściwości drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego. Z uwagi na złożoność procesów drganiowych i losowy charakter wymuszeń oddziaływujących na pojazd samochodowy zaproponowano zbiór estymatorów i miar drganiowych. Zaproponowana metodyka umożliwia wyznaczenie miar przebiegów czasowych, widm i rozkładów czasowo-częstotliwościowych składowych sygnału drgań w zależności od jego stacjonarności lub niestacjonarności.

W tabelach poniżej zestawiono wybrane estymatory charakterystycznych cech własności drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego z zabudowanymi amortyzatorami z 50% wypełnienia czynnikiem roboczym. Miary te tworzą 75 elementowe zbiory miar cech sygnału. Z przebiegów czasowych przyspieszeń drgań zarejestrowanych podczas wygasania wymuszenia, podczas którego układ przechodzi przez częstotliwości rezonansowe mas nieresorowanych i resorowanych, wyznaczono 16 estymatorów globalnych (tab. 1).

Tabela 1. Zestawienie amplitudowych estymatorów globalnych z przebiegów czasowych

Estymatory globalne amplitudowe i czasowe - okna rezonansowego					
wartość max	wsp. asymetrii	wsp. kurtozy	wsp. luzu	amplituda pierwiastkowa	odch. std.
2,951	-2,533	14,072	-30,490	0,004	1,157
wsp. kształtu	wart. szczytowa	wsp. szczytu	wsp. impuls	m. 2 rzędu – wart. skuteczna	m. 1 rzędu
-10,206	5,663	4,229	-43,166	1,339	0,000
korelacja	wariancja	kowariancja	mediana		
1,000	1,339	1,339	0,002		

Na podstawie wstępnych badań eksperymentalnych określono, że część stacjonarna sygnału zarejestrowana podczas pracy wymuszenia ze stałą częstotliwością, jest wrażliwa na zmiany stanu technicznego zawieszenia pojazdu. Do tabeli właściwości drganiowych panelu podłogowego dodano także estymatory widmowe w postaci wartości kolejnych 12 harmonicznych. Przykładowe zestawienie tych estymatorów, dla prezentowanego przypadku zawieszenia z zabudowanym amortyzatorem wypełnionym płynem zaledwie w 50%, przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Zestawienie estymatorów harmonicznych z widma sygnału

Estymatory FFT i harmoniczne					
1 harm.	2 harm.	3 harm.	4 harm.	5 harm.	6 harm.
1,121	0,242	0,142	0,378	0,159	0,019
7 harm.	8 harm.	9 harm.	10 harm.	11 harm.	12 harm.
0,186	0,034	0,007	0,017	0,027	0,016

Kolejnymi elementami zbioru są dodatkowe miary kontrolne, wrażliwe na parametry techniczne układu (np. sztywność) w postaci wartości, czasu i częstotliwości występowania rezonansu mas resorowanych i nieresorowanych. Estymatory miar i lokalizacji rezonansu zestawiono w tabeli 3.

Tabela 3. Zestawienie estymatorów miar i lokalizacji rezonansu

Estymatory miary i lokalizacji rezonansu					
masa resorowana			masa nieresorowana		
wartość max	czas	częstotliwość	wartość max	czas	częstotliwość
7,511	49,142	5,078	13,909	45,072	13,542

W celu precyzyjnej charakterystyki czasowo-częstotliwościowych okien rezonansu, zgodnie z metodyką opisaną w rozdziale 3, wyznaczono estymatory CWT – ciągłej transformaty falkowej. Identyfikację czasu i wartości ekspozycji na drgania rezonansowe wyznaczono oddzielnie dla mas resorowanych i nieresorowanych. Zestawione wartości tych estymatorów przedstawiono w tabelach 4 i 5.

Tabela 4. Zestawienie estymatorów CWT rezonansu mas resorowanych

Estymatory rezonansowe CWT - masy resorowane					
wartość max	wsp. asymetrii	wsp. kurtozy	wsp. luzu	amplituda pierwiastkowa	odch. std.
6,995	0,800	2,437	1,642	1,483	1,900
wsp. kształtu	wart. szczytowa	wsp. szczytu	wsp. impuls	m. 2 rzędu – wart. skuteczna	m. 1 rzędu
1,479	3,457	0,960	1,420	3,601	0,000
korelacja	wariancja	kowariancja	mediana	całka ze śr. CWT	śr/max
1,000	3,610	3,610	1,703	4,883	0,698

Tabela 5. Zestawienie estymatorów CWT rezonansu mas nieresorowanych

Estymatory rezonansowe CWT - masy nieresorowane					
wartość max	wsp. asymetrii	wsp. kurtozy	wsp. luzu	amplituda pierwiastkowa	odch. std.
12,512	0,246	1,938	0,726	7,591	3,357
wsp. kształtu	wart. szczytowa	wsp. szczytu	wsp. impuls	m. 2 rzędu – wart. skuteczna	m. 1 rzędu
2,040	6,160	0,548	1,118	11,239	0,000
korelacja	wariancja	kowariancja	mediana	całka ze śr. CWT	śr/max
1,000	11,267	11,267	5,283	11,048	0,883

Na podstawie dotychczasowych badań rozbudowano zbiór miar o dodatkowe estymatory. Dodatkowymi parametrami uzupełniającymi tabele właściwości drganiowych panelu podłogowego są estymatory łączone przedstawione w tabeli 6. Reprezentują one miary zależne pomiędzy wartościami drgań rezonansowych mas resorowanych i nieresorowanych.

Tabela 6. Zestawienie bezwymiarowych estymatorów łącznych CWT

Bezwymiarowe estymatory łączne (CWT)				
$C_w$	$L$	$E_{sr}$	$E_{max}$	$E_w$
6,352	0,726	7,946	19,507	4,910

Powyższe miary zdefiniowano zgodnie z zapisem poniżej.

$C_w$  - połowa maksymalnej amplitudy współczynników transformaty w paśmie rezonansu zawieszenia:

$$C_w = \frac{W_{z,max} + W_{z,min}}{2} \quad (2)$$

gdzie:

$Wz_{\max}$  - wartość maksymalna z uśrednionych współczynników transformaty w paśmie rezonansu zawieszenia,

$Wz_{\min}$  - wartość minimalna z uśrednionych współczynników transformaty w paśmie rezonansu zawieszenia

$L$  - współczynnik luzu uśrednionych współczynników transformaty w paśmie rezonansu zawieszenia

$$L = \frac{\bar{w}}{\left(\frac{1}{n} \sum |w_i|^2\right)^2} \quad (3)$$

gdzie:

$w_i$  - uśrednione współczynniki transformaty w paśmie rezonansu zawieszenia,

$n$  – ilość uśrednionych wartości współczynników transformaty.

$E_{sr}$  - suma średnich wartości współczynników transformaty w pasmach rezonansu elementów nieresorowanych i resorowanych

$$E_{sr} = Wz_{sr} + Wn_{sr} \quad (4)$$

gdzie:

$Wz_{sr}$  - średnia wartość współczynników transformaty w paśmie rezonansu mas nieresorowanych (zawieszenia),

$Wn_{sr}$  - średnia wartość współczynników transformaty w paśmie rezonansu mas resorowanych (nadwozia).

$E_{\max}$  - suma maksymalnych wartości średnich współczynników transformaty w pasmach rezonansu elementów nieresorowanych i resorowanych:

$$E_{\max} = Wz_{\max} + Wn_{\max} \quad (5)$$

gdzie:

$Wz_{\max}$  - maksymalna wartość średnich współczynników transformaty w paśmie rezonansu mas nieresorowanych (zawieszenia),

$Wn_{\max}$  - maksymalna wartość średnich współczynników transformaty w paśmie rezonansu mas resorowanych (nadwozia).

$E_w$  – współczynnik spiętrzenia wartości średnich współczynników transformaty w paśmie rezonansu:

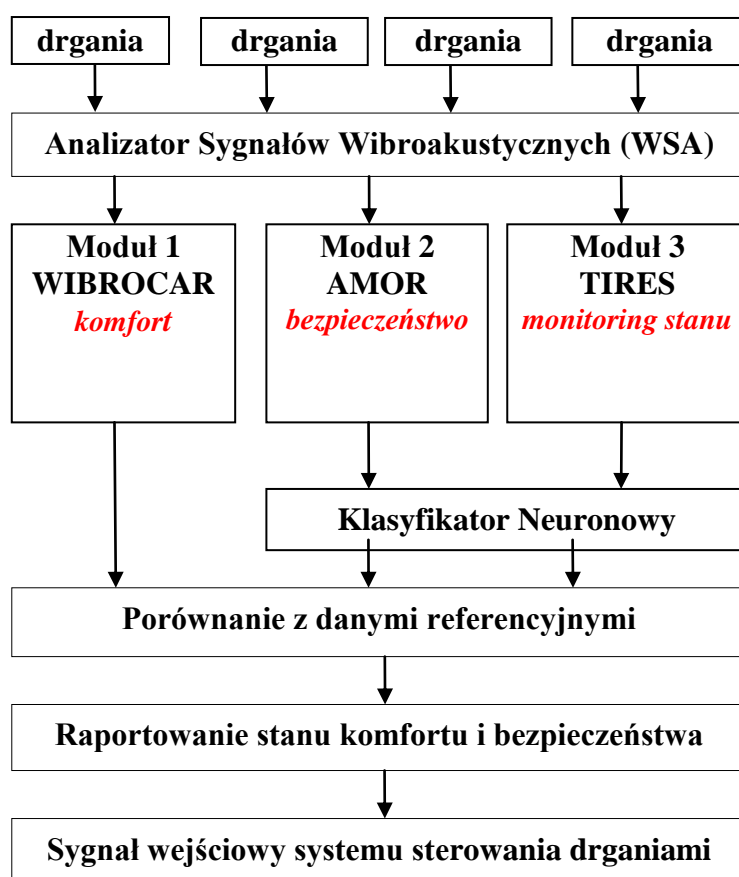
$$E_w = \frac{E_{\max}}{\frac{E_{sr}}{2}} \quad (6)$$

Reasumując tabela własności drganiowych panelu podłogowego tworzy zestaw estymatorów wyznaczonych z przebiegów czasowych, widm częstotliwościowych i rozkładów czasowo-częstotliwościowych przyspieszeń drgań. Przykładową strukturę zbioru tych estymatorów własności drganiowych, wyznaczonych podczas badań samochodu osobowego z amortyzatorami wypełnionymi 50% płynu, przedstawiono w tabeli poniżej. Kolory kolejnych wartości w tabeli odpowiadają estymatorom przedstawionym w tabelach 1-6.

Tabela 7. Tabela właściwości drganiowych panelu podłogowego

2,951	0,002	5,078	0,000	0,548
-2,533	1,121	13,909	1,000	1,118
14,072	0,242	45,072	3,610	11,239
-30,490	0,142	13,542	3,610	0,000
0,004	0,378	6,995	1,703	1,000
1,157	0,159	0,800	4,883	11,267
-10,206	0,019	2,437	0,698	11,267
5,663	0,186	1,642	12,512	5,283
4,229	0,034	1,483	0,246	11,048
-43,166	0,007	1,900	1,938	0,883
1,339	0,017	1,479	0,726	6,352
0,000	0,027	3,457	7,591	0,726
1,000	0,016	0,960	3,357	7,946
1,339	7,511	1,420	2,040	19,507
1,339	49,142	3,601	6,160	4,910

Wnioskowanie na podstawie tak obszernego zbioru danych jest trudne. Dlatego w referatach [5,7] zaproponowano zastosowanie sieci neuronowych jako klasyfikatora stanu lub modułu wejściowego do sterowania elementami tłumiącymi drgania w pojazdach. Schemat koncepcji systemu przedstawiono na rysunku poniżej.



Rys. 8. Koncepcja struktury modułowej system monitorowania i sterowania komfortem i bezpieczeństwem drganiowym samochodu osobowego

## 5. Podsumowanie

Analiza i ocena zjawisk drganiowych zachodzących w pojazdach samochodowych jest zagadnieniem trudnym i wymaga stosowania właściwych metod i narzędzi matematycznych. Ogół zjawisk fizykochemicznych towarzyszących pracy zespołów pojazdu wpływa na propagację energii w różnej postaci [9,10,15]. Dlatego badania tych zjawisk muszą być stale prowadzone a opracowane metody analizowane dla różnych parametrów pracy układów mechanicznych. W artykule zaprezentowano metodę, która była weryfikowana dla różnych parametrów eksploatacyjnych pojazdu.

Zaproponowana i opisana w artykule metoda wielowymiarowej identyfikacji charakterystycznych cech sygnału w analizie własności drganiowych panelu podłogowego pojazdu samochodowego pozwala na obserwację i separację składowych sygnału w wielu dziedzinach. Umożliwia definiowanie miar sygnału w zależności od cech stacjonarności i niestacjonarności oraz precyzyjną lokalizację czasową częstotliwości resorowanych. Dalsze wnioskowanie i ocena może bazować na wybranych miarach mających cechy symptomów stanu lub z wykorzystaniem algorytmów neuronowych, jako bazy danych wejściowych do sieci neuronowej. Zastosowane w tabeli cech sygnału miary określają szereg właściwości, jak dynamika, wzmocnienie, rozproszenie, skupienie, tłumienie, stabilność itp.

Przedstawiona implementacja programowa tej metody ma charakter praktyczny. WSA jest zaopatrzonej w interfejs przyjazny dla użytkownika. Wynik jego działania w postaci tabeli właściwości drganiowych panelu podłogowego może stanowić mapowany sygnał wejściowy do systemów monitorowania i sterowania drganiami.

## Literatura

1. Belgacem W., Berry A., Masson P. Active vibration control on a quarter-car for cancellation of road noise disturbance. *Journal of Sound and Vibration* 2012; 331: 3240–3254.
2. Blacha L, Burdzik R, Smalcerz A, Matuła T. Effects of pressure on the kinetics of manganese evaporation from the Ot4 Alloy. *Archives of Metallurgy and Materials* 2013; 58(1): 197-201.
3. Borowiec M. , Hunicz J., Sen A., Litak G., Koszalka G., Niewczas A. Vibration of a vehicle excited by real road profiles, *Forschung im Ingenieurwesen* 2010; 74: 99–109.
4. Burdzik R, Gardulski J. Frequency analysis decimation vibration signals of passenger car's suspensions. *Transport Problems* 2007; 2(1): 23-29.
5. Burdzik R, Peruń G, Warczek J. Possibilities of using vibration signals for the identification of pressure level in tires with application of neural networks classification. *Key Engineering Materials* 2014; 588: 223-231 (Online available since 2013/Oct/11 at [www.scientific.net](http://www.scientific.net))
6. Burdzik R. Material vibration propagation in floor pan. *Archives of Materials Science and Engineering* 2013; 59(1): 22-27.

7. Burdzik R. Monitoring system of vibration propagation in vehicles and method of analysing vibration modes. J. Mikulski (Ed.): TST 2012, Springer, Heidelberg, CCIS 2012; 329: 406-413.
8. Chaari F., Bartelmus W., Zimroz R., Fakhfakh T., Haddar M. Gearbox vibration signal amplitude and frequency modulation. *Shock and Vibration* 2012; 19(4): 635-652.
9. Dzida M, Jęzak S, Sumara J, Żarska M, Góralski P. High pressure physicochemical properties of biodiesel components used for spray characteristics in diesel injection systems. *Fuel* 2013; 111: 165-171.
10. Dzida M, Prusakiewicz P. The effect of temperature and pressure on the physicochemical properties of petroleum diesel oil and biodiesel fuel. *Fuel* 2008; 87: 1941 – 1948.
11. Engel Z.W., Kowalski P. Investigation of the influence of simultaneous vibroacoustic exposures on the operator. *Journal of the Theoretical and Applied Mechanics* 2008; 46(4): 799–811.
12. Folęga P., Siwiec G. Numerical analysis of selected materials for flexsplines. *Archives of Metallurgy and Materials* 2012; 57(1): 185-191.
13. Fornalczyk A, Saternus M. Platinum recovery from used auto catalytic converters in electrorefining process. *Metalurgija* 2012; 52(2): 219-222.
14. Griffin M.J. *Handbook of Human Vibration*. Academic Press Ltd, New York, 1990.
15. Kaźmierczak-Bałata A, Bodzenta J, Wokulska K, Kucytowski J, Szperlich P, Łukasiewicz T, Hofman B. Analysis of influence of Yb concentration on thermal, elastic, optical and lattice parameters in YAG single crystal. *Journal of Alloys and Compounds* 2009; 473: 245-249.
16. Korzeb J, Nader M, Rózowicz J. Review and estimation of traffic generated vibration developed in proximity of Warsaw subway line. *12th International Congress on Sound and Vibration* 2005: 5048-5055.
17. Kusiński J, Kac S, Kopia A, Radziszewska A, Rozmus-Górnikowska M, Major B, Major L, Marczak J, Lisiecki A. Laser modification of the materials surface layer - a review paper. *Bulletin of the Polish Academy of Sciences Technical Sciences* 2012; 60(4): 711-728.
18. Kuznetsov A., Mammadov M., Sultan I., Hajilarov E. Optimization of a quarter-car suspension model coupled with the driver biomechanical effects. *Journal of Sound and Vibration* 2011; 330: 2937–2946.
19. Lozia Z. Truck front wheels and axle beam vibrations. *5th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies(VSDIA 96)*. Budapest, Hungary 11-13 of November, 1996.

20. Lyons R.: Wprowadzenie do cyfrowego przekształcania sygnałów. Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2006.
21. Michalski R, Wierzbicki S. An analysis of degradation of vehicles in operation. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2008; 1(37): 30-32.
22. Nader M. Influence of mechanical vibration on the human body in the means of transport and its modeling. *Archives of Transport – Archiwum Transportu* 2000; 12(2): 33-53.
23. Oleksiak B., Blacha-Grzechnik A., Siwiec G. Application of the flotation process in the silver recovery from the wastes generated during the silvery semi-products manufacturing. *Metalurgija* 2012; 51(3): 298-300.
24. Oltean M., Picheral J., Lahalle E., Hamdan H., Griffaton J. Compression methods for mechanical vibration signals: Application to the plane engines. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2013; 41: 313–327.
25. Pai P.F. Time–frequency characterization of nonlinear normal modes and challenges in nonlinearity identification of dynamical systems. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2011; 25: 2358–2374.
26. Pai P., Nguyen B., Sundaresan M. Nonlinearity identification by time-domain only signal processing. *International Journal of Non-Linear Mechanics* 2013; 54: 85–98.
27. Radkowski S., Gimiński R. Prognosis of gear fatigue crack using vibroacoustic signal. *Acta Acustica united with Acustica* 2010; 96: 81.
28. Radkowski S., Smalko Z., Pietak A., Woropay M. Use of bispectral analysis in condition monitoring of machinery. *Structural Health Monitoring* 2006: 627-634.
29. Toward M., Griffin M.J. The transmission of vertical vibration through seats: Influence of the characteristics of the human body. *Journal of Sound and Vibration* 2011; 330: 6526–6543.
30. Uhl T., Chudzikiewicz A., Karpiński J. Dynamic problems in rail vehicle design. *Archives of Transport – Archiwum Transportu* 2000; 12(1): 57-71.
31. Węgrzyn T., Wieszala R. Significant alloy elements in welded steel structures of car body. *Archives of Materials and Metallurgy* 2012; 57(1): 45-52.
32. Wilk A., Madej H., Figlus T. Analysis of the possibility to reduce vibroactivity of the gearbox housing. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2011: 42-49.
33. Zimroz R., Urbanek J., Barszcz T., Bartelmus W. Milioz F. Martin N. Measurement of instantaneous shaft speed by advanced vibration signal processing - application to wind turbine gearbox. *Metrology and Measurement Systems* 2011; 18(4): 701-711.