

Janusz GARDULSKI, Jan WARCZEK

## DIAGNOSTYCZNE BADANIA STANOWISKOWE ZAWIESZEŃ SAMOCHODOWYCH

**Streszczenie.** W referacie przedstawiono wyniki badań diagnostycznych amortyzatorów zabudowanych w pojeździe. Eksperymenty prowadzono na amortyzatorach z celowo wprowadzonymi uszkodzeniami. Przedstawiona metoda oceny ich stanu technicznego bazuje na wykorzystaniu transformaty falkowej, za pomocą której wyznaczono współczynniki czule na występujące niesprawności.

## STAND INVESTIGATIONS OF DIAGNOSTIC OF CAR SUSPENSIONS

**Summary.** Paper presented the results of investigations of shock-absorbers mounted in passenger car suspension. Deliberately damaged dampers were subject to investigations. Their diagnostics is base by the use of wavelet transform. This method with the help created the coefficients sensitive to changes of the shock-absorber technical condition.

### 1. WPROWADZENIE

Bieżąca weryfikacja stanu technicznego zawiesznień samochodowych warunkuje ich prawidłowe działanie, które decyduje o bezpieczeństwie użytkowników pojazdów samochodowych.

Stosunkowo prosto można zweryfikować stan techniczny łączników metalowo-gumowych, łożysk, połączeń sworzniowych itp. Ich ocena przeprowadzana jest na podstawie badań organoleptycznych, wzbożonych o urządzenia pomocnicze (np. tzw. szarpaki).

Własności dynamiczne podatnych elementów zawiesznień (amortyzatorów, sprężyn resorowych, opon) badane są przy wykorzystaniu specjalistycznych stanowisk. Badania prowadzone są na poszczególnych elementach po ich wymontowaniu lub oceniany jest cały układ zawieszzenia [1,2,3]. Demontażowe metody (np. stanowiska indykatorowe do badań amortyzatorów) pozwalają na uzyskanie wyników, które umożliwiają jednoznaczną ocenę badanego elementu [3,4,5]. Niedogodnością tego typu metod jest ich duża czasochłonność. Z tego względu ich stosowanie jest najczęściej ograniczone do eksperymentów w warunkach laboratoryjnych (np. w czasie badań nowych rozwiązań konstrukcyjnych).

Niepodważalną zaletą metod określania stanu technicznego elementów składowych zawieszzenia w stanie zabudowanym jest ich nieinwazyjność oraz krótki czas badań. Obecnie w użyciu stacji diagnostycznych pojazdów samochodowych są urządzenia badające amortyzatory w oparciu o różne metody pomiaru [1,2,6]. Mają one jedną wspólną cechę, tzn. badany amortyzator jest zabudowany w zawieszzeniu, w związku z czym na wynik badania wpływ mają wszystkie elementy zawieszzenia. Dlatego bardziej trafnym stwierdzeniem byłoby określenie, iż urządzenia takie służą do diagnozowania stanu technicznego całego układu zawieszzenia.

Metody pomiaru amortyzatorów zabudowanych w pojeździe dzielą się na dwie grupy:

- metody wykorzystujące pomiar zmiennych obciążeń podłoża, jakie wywołuje pobudzone do drgań koło,
- metody, w których mierzy się wychylenia nadwozia względem podłoża.

Zmiany zarówno obciążeń jak i wychyleń mogą być wywołane jednorazowym impulsem siły (swobodny spadek, zrzut samochodu z niewielkiej wysokości, jednorazowe obciążenie nadwozia) – wtedy mamy do czynienia z drganiami swobodnymi. Pod wpływem jednorazowego impulsu siły nadwozie wykonuje drgania, które zanikają tym szybciej, im większe występuje w zawieszeniu tłumienie.

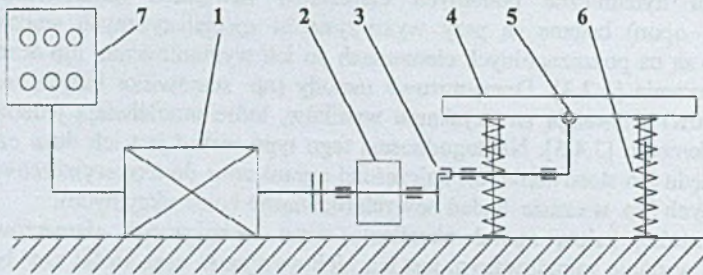
Drugim sposobem wywołania drgań układu zawieszenia jest zastosowanie wymuszenia harmonicznego. Częstotliwość drgań wymuszających jest wyższa od częstotliwości rezonansowej masy nieresorowanej. Po wyłączeniu wzbudnika drgań rozpoczyna się proces zanikania drgań w wyniku tłumienia amortyzatora, elementów zawieszenia i opony. Maleje amplituda drgań, jak również ich częstotliwość. W momencie gdy malejąca częstotliwość drgań układu osiągnie wartość częstotliwości rezonansowej, następuje wzrost amplitudy drgań. Wartość amplitudy rezonansowej charakteryzuje własności tłumiące zawieszenia.

Wzmiankowane metody określania stanu technicznego zawieszeń nie posiadają możliwości identyfikacji rodzaju uszkodzenia amortyzatora oraz postawienia prognozy diagnostycznej. Dlatego w ramach niniejszej pracy poszukiwano takich metod, które będą spełniały wszystkie założenia diagnostyki technicznej.

Wymienione metody badań amortyzatorów zabudowanych w pojeździe polegają na pobudzeniu do drgań mas nieresorowanych i resorowanych. Efektem tych wymuszeń są drgania mas. Charakter tych drgań jest niestacjonarny, a w przypadku drgań swobodnych niestacjonarny, niustalony. Można więc wnioskować, że w diagnostyce amortyzatorów mogą być zastosowane metody analiz niestacjonarnych sygnałów losowych.

## 2. METODYKA BADAŃ

W ramach pracy przeprowadzono szereg eksperymentów czynnych na zawieszeniu samochodu osobowego. W czasie badań indykatorowych uzyskano materiał badawczy, który miał służyć za podstawę do diagnozowania (identyfikacji) rodzajów uszkodzeń amortyzatorów zabudowanych w pojeździe.



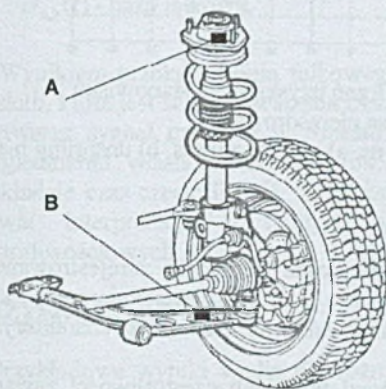
Rys. 1. Schemat kinematyczny stanowiska o wymuszeniu harmonicznym; 1 - silnik napędowy, 2 - masa wirująca, 3 - układ korbowy (mimośrodowy), 4 - płyta najazdowa, 5 - łącznik, 6 - łożyskowane kolumny prowadzące, 7 - przemiennik częstotliwości z układem sterującym

Fig. 1. Kinematics scheme of stand with harmonic forcing; 1 - driving engine, 2 - rotation mass, 3 - the crank arrangement (out-of-centre), 4 - plate, 5 - hyphen, 6 - column of leading bearing, 7 - the converter of frequency with master arrangement

Do tego celu wykorzystano stanowisko badawcze o wymuszeniu harmonicznym. Zaplanowany eksperyment polegał na pomiarach drgań samochodu, w którego zawieszeniu pracował amortyzator o zidentyfikowanym stanie technicznym. Badaniom podlegały zawieszania przednie i tylne samochodu osobowego. Schemat kinematyczny zastosowanego do badań zawieszania stanowiska o wymuszeniu harmonicznym przedstawiano na rys 1.

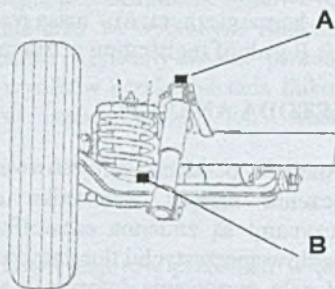
Płyta najazdowa 4, na której spoczywa koło badanego zawieszania, prowadzona jest za pomocą czterech pionowych łożyskowanych prowadnic 6. Ruch pionowy płyty wymuszany jest poprzez układ korbowy 3 napędzany 3-fazowym silnikiem asynchronicznym 1. W układzie elektrycznym silnika zastosowano przemiennik częstotliwości 7, który umożliwia bezstopniową zmianę jego prędkości obrotowej od 0 do 1450 [obr/min]. Zastosowany układ korbowy 3 umożliwia bezstopniową, statyczną zmianę skoku płyty najazdowej 4 w zakresie:  $0 \div 25$  [mm].

W czasie badań układ wymuszenia harmonicznego pobudzał do drgań zawieszenie pojazdu z częstotliwością 21 [Hz] i amplitudą wynoszącą 6 [mm]. Rejestrowano sygnały pionowych przyspieszeń drgań nadwozia i koła przy wykorzystaniu przetworników przyspieszeń mocowanych w punktach A i B zaznaczonych na rys. 2. i 3.



Rys. 2. Punkty mocowania czujników pomiarowych na zawieszeniu przednim

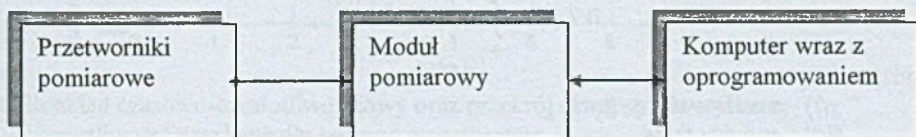
Fig. 2. Points of fixing the sensors on front suspension



Rys. 3. Punkty mocowania czujników pomiarowych na zawieszeniu tylnym

Fig. 3. Points of fixing the sensors on rear suspension

Do rejestracji sygnałów przyspieszeń drgań zastosowano układ pomiarowy, którego schemat blokowy przedstawiono na rys. 4.

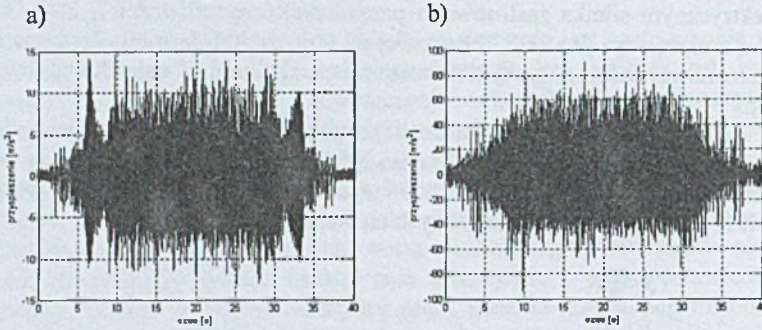


Rys. 4. Schemat blokowy toru pomiarowego

Fig. 4. Block scheme of measuring system

Parametryczne przetworniki przyspieszeń wykorzystywane w pomiarach wykonane są w postaci układów scalonych. Procedura pomiarowa polegała na rejestracji sygnału przyspieszeń drgań nadwozia z częstotliwością próbkowania 500 [Hz]. Baza danych w postaci przebiegów czasowych przyspieszeń drgań została utworzona w pamięci masowej komputera. Analizę zarejestrowanych wyników pomiarów prowadzono przy wykorzystaniu środowiska obliczeń inżynierskich MatLab.

Przykładowe przebiegi przyspieszeń drgań mas resorowanej i nieresorowanej zarejestrowane w czasie przeprowadzonych badań przedstawia rys. 5.



Rys. 5. Przykładowy wynik rejestracji przyspieszeń drgań uzyskany na stanowisku harmonicznym: a) – masa resorowana, b) masa nieresorowana

Fig. 5. Result of registration accelerations of vibrations. a) – sprung mass, b) unsprung mass

### 3. METODA ANALIZY

Analizie poddano zarejestrowane przyspieszenia drgań nadwozia zarejestrowane po wyłączeniu napędu wzbudnika drgań. Sygnały te cechuje niestacjonarność, której przyczynami są zmienna częstotliwość drgań wymuszonych oraz nieliniowe charakterystyki elementów sprężystych i tłumiących zawieszenia.

W celu otrzymania informacji widmowej na temat wysokich częstotliwości zawartych w sygnale wystarczy relatywnie wąski przedział czasu. Odwrotnie jest dla małych częstotliwości. Otrzymanie kompletnej informacji wymaga znajomości sygnału w stosunkowo dużym przedziale czasu. Dla badania własności częstotliwościowych sygnałów niestacjonarnych istnieje potrzeba ich analizy w szerokim przedziale czasu i dodatkowo obszar ten powinien być przesuwalny [7].

Analiza falkowa umożliwia wykorzystanie okien, które automatycznie zwięzają się przy analizie wysokich częstotliwości i ulegają rozszerzeniu przy analizie niskich częstotliwości [8,9]. Zarówno falki jak i ich widma mogą być funkcjami szybko zanikającymi i dzięki temu falki są bardzo wygodnymi oknami dla transformacji całkowych. Transformacja falkowa definiowana jest następująco:

$$WT(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)\Psi(t)dt, \quad (1)$$

gdzie:

$x(t)$  – analizowany sygnał,  
 $\Psi(t)$  – rodzina falek.

Najczęściej rodzinę falek tworzącą bazę generuje się za pomocą wzoru zaproponowanego przez Grossmana i Morleta poprzez operacje przesunięcia i skalowania funkcji podstawowej:

$$\Psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right), \tag{2}$$

gdzie:  $a$  – parametr skalujący, który realizuje „zmianę” częstotliwości

$$a \in \mathbb{R}^+ / 0 \wedge a \sim \frac{1}{f},$$

$\frac{1}{\sqrt{a}}$  - stała normalizująca falkę,

$b$  – parametr przesunięcia  $b \in \mathbb{R}$ .

W ten sposób można ostatecznie zapisać przekształcenie falkowe jako:

$$WT(a,b) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi_{a,b}(t) dt, \tag{3}$$

gdzie:

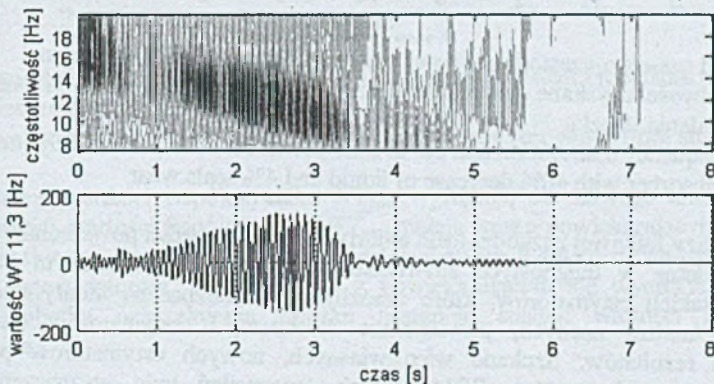
$x(t)$  - analizowany sygnał,

$\psi_{a,b}(t)$  - baza falkowa.

Wynikiem przekształcenia falkowego jest rozkład czasowy współczynników falkowych dla skali, która jest ściśle powiązana z częstotliwością. Ciągłe przekształcenie falkowe (CWT) przetwarza sygnał czasowy w rozkład w układzie skala-czas w wybranym zakresie. Po uwzględnieniu własności częstotliwościowych falki można uzyskany wynik przedstawić w układzie czas-częstotliwość. Taka forma prezentacji wyników przekształcenia falkowego ułatwia interpretację uzyskanych wyników, a w szczególności ich własności częstotliwościowych.

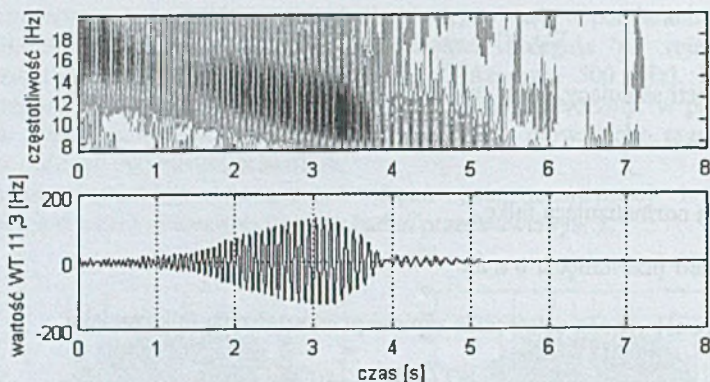
#### 4. UZYSKANE WYNIKI

Przykładowe wyniki analiz dla różnych uszkodzeń amortyzatorów przednich w paśmie częstotliwości rezonansowych zawieszenia przedstawiono na rys. 6, 7 i 8.

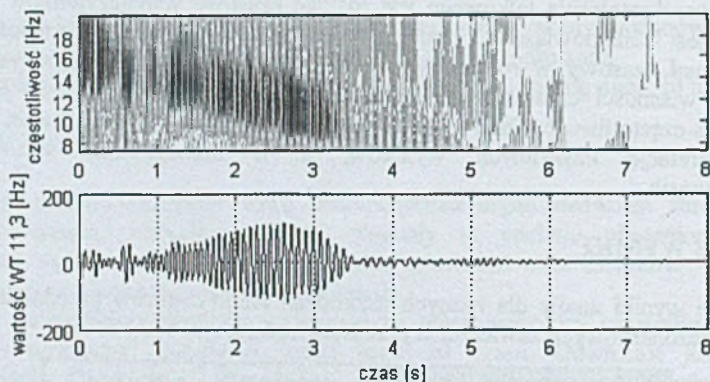


Rys. 6. Rozkład czasowo-częstotliwościowy oraz przekrój czasowy dla wybranej częstotliwości uzyskane dla nowego amortyzatora

Fig. 6. Time-frequency distribution and cut in time-domain for the choice of frequency got for new shock-absorber



Rys. 7. Rozkład czasowo-częstotliwościowy oraz przekrój czasowy dla wybranej częstotliwości uzyskane dla amortyzatora z 4% uszkodzeniem uszczelnienia tłoczka  
 Fig. 7. Time-frequency distribution and cut in time-domain for the choice of frequency got for shock-absorber with 4% seals wear



Rys. 8. Rozkład czasowo-częstotliwościowy oraz przekrój czasowy dla wybranej częstotliwości uzyskane dla amortyzatora z 40% ubytkiem płynu i 4% uszkodzeniem uszczelnienia tłoczka  
 Fig. 8. Time-frequency distribution and cut in time-domain for the choice of frequency got for shock-absorber with 40% decrease of liquid and 4% seals wear

Wyniki analizy falkowej uszkodzonych amortyzatorów w postaci powszechnie stosowanej są mało przydatne w diagnostyce amortyzatorów. Zgodnie z założonym celem pracy poszukiwano takich estymatorów, które umożliwiają jednoznaczną identyfikację rodzaju uszkodzenia. Analiza znanych, powszechnie stosowanych estymatorów nie wykazała oczekiwanych rezultatów. Szukano więc własnych, nowych estymatorów punktowych, liniowych i wyższych rzędów. Efektem tych przemyśleń było wyznaczenie nowych estymatorów, które mogą być zastosowane w diagnostyce amortyzatorów [10]. Jednym z wyznaczonych parametrów diagnostycznych są współczynniki:  $WT_{zaw}$  wyznaczone dla częstotliwości rezonansowych mas nieresorowanych. Wartość estymatora  $WT_{zaw}$  w przypadku częstotliwości rezonansowej zawieszenia zdefiniowana jest następująco:

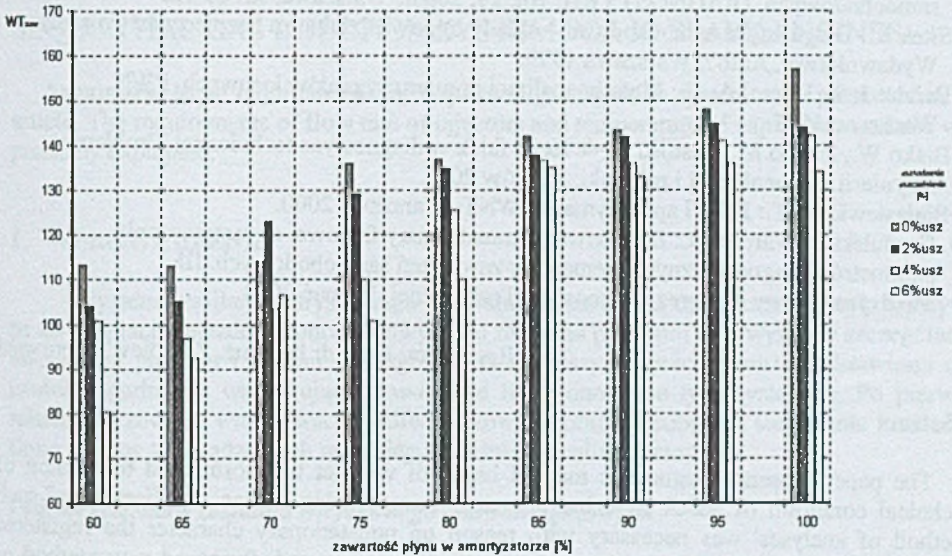
$$WT_{zaw} = \frac{|WT_{max}| + |WT_{min}|}{2}, \quad (4)$$

gdzie:

$WT_{max}$  - maksymalna wartość  $WT$  w strefie rezonansowej,

$WT_{min}$  - minimalna wartość  $WT$  w strefie rezonansowej.

Uzyskane wyniki uśrednione dla badanych amortyzatorów przednich przedstawia rys. 9. Wartości maksymalne współczynnika  $WT_{zaw}$  w przekrojach czasowych wykonanych dla częstotliwości rezonansowej zawieszenia występują zawsze w chwilach czasowych, w których układ przechodzi przez tę częstotliwość. Uśrednione dla czterech badanych amortyzatorów przednich wartości maksymalne współczynnika falkowego uzyskane przy złożonych rodzajach uszkodzeń przedstawiono na rys. 9.



Rys. 9. Wartości współczynnika falkowego  $WT_{zaw}$  dla częstotliwości rezonansowej zawieszenia przedniego

Fig. 9. The value of wavelet coefficient  $WT_{zaw}$  for frequency resonance front suspension

Maksymalne wartości współczynnika  $WT_{zaw}$  występują dla nowego amortyzatora. Jak można zauważyć, wartości współczynnika  $WT_{zaw}$  maleją wraz z powiększającym się ubytkiem uszczelnienia tłoczka. Dynamika tych zmian jest zachowana dla wszystkich badanych stanów napełnienia amortyzatorów. Ponadto wraz z powiększającym się wyciekami płynu przy określonym ubytku uszczelnienia tłoczka następuje spadek wartości analizowanego współczynnika.

## 5. WNIOSKI KOŃCOWE

Zaproponowana nowa metoda diagnozowania amortyzatorów zabudowanych w pojeździe może być wykorzystana w praktyce na istniejących stanowiskach do kontroli zawiesz. Charakteryzuje się ona prostotą, albowiem opiera się na analizie komputerowej przyspieszeń drgań, które są mierzone za pomocą tanich przetworników pojemnościowych. System analizy

można będzie perspektywnie zrealizować za pomocą układu scalonego i klasyfikatora umożliwiającego automatyczną identyfikację rodzaju uszkodzenia amortyzatora.

### Literatura

1. Niziński S.: Diagnostyka samochodów osobowych i ciężarowych. WKiŁ, Warszawa 1995.
2. Trzeciak K.: Diagnostyka samochodów osobowych. WKiŁ, Warszawa 1996.
3. Gardulski J., Warczek J.: Identyfikacja stanu technicznego hydraulicznego amortyzatora teleskopowego na podstawie analizy jego charakterystyki. XXX Jubileuszowe Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka, 2003, str. 39.
4. Liu Y., Zhang J.: Nonlinear dynamic responses of twin-tube hydraulic shock absorber. Mechanics Research Communications, vol. 29, pp. 359-365, 2002.
5. Gardulski J., Warczek J.: Moc tłumienia jako parametr diagnostyczny amortyzatorów samochodowych. DIAGNOSTYKA, vol. 29, 2003r. Warszawa, str. 69-72.
6. Sitek K.: Diagnostyka samochodowa – układy odpowiedzialne za bezpieczeństwo jazdy. Wydawnictwo „Auto”, Warszawa 1999.
7. Bendat J. S., Piersol A. G.: Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych. PWN, Warszawa 1967.
8. Batko W., Ziółko M.: Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej. Problemy inżynierii mechanicznej i robotyki. Kraków 2002.
9. Białasiewicz J. T.: Falki i aproksymacje. WNT, Warszawa 2000.
10. Gardulski J., Warczek J.: Zastosowanie transformaty falkowej do wyznaczania parametrów diagnostycznych elementów zawieszni samochodowych. III Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej, Poznań 2004.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

### Abstract

The paper presents diagnostics method based of wavelet transform used to opinion of technical condition of shock absorber mounted in suspension of car. Application of such method of analyses' was necessary with reason on nonstationary character the registered signals. Harmonic stand in experimental investigations was used. Proposed new method of diagnosing mounted in vehicle shock-absorbers it's possibly to application in practice on existing stands to control of suspensions.

*Praca wykonana w ramach BK-231/RT2/2004.*