

BADANIA DIAGNOSTYCZNE AMORTYZATORÓW

Janusz GARDULSKI

Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych
40-019 Katowice ul. Krasińskiego 8, email: janusz.gardulski@polsl.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiono powszechnie stosowane metody diagnozowania amortyzatorów samochodów osobowych oraz zaproponowano nowe metody oparte na wibroakustycznej analizie sygnałów drganiowych

Słowa kluczowe: amortyzatorów samochodowy, diagnostyka.

DIAGNOSTIC OF SHOCK ABSORBERS

Summary

The paper presents generally used methods of passenger car shock-absorbers diagnosis and new methods based on vibroacoustic analysis of vibration signals was proposed.

Keywords: car shock absorber, diagnostic.

1. WPROWADZENIE

Jednym z podzespołów samochodowych decydujących o bezpieczeństwie, komforcie jazdy, kierowalności pojazdu jest jego zawieszenie. Obecnie w samochodach osobowych stosowane są wyłącznie zawieszenia niezależne składające się z:

- elementów sprężystych,
- elementów tłumiących,
- zespołu łączników, łączących osie kół lub koła z ramą względnie nadwoziem samochodu za pomocą połączeń sworzniowych,
- opon charakteryzujących się określoną sprężystością i tłumieniem.

Ich łączne masy są masami nieresorowanymi pojazdu, które pobudzane są do drgań podczas jazdy zwłaszcza przez nierówności drogi. Drgania to po odpowiednim wzmocnieniu przez elementy sprężyste przenoszone są na masy resorowane, a więc nadwozie i znajdujących się nim kierowcę i pasażerów. Przed konstruktorami zawieszeń samochodów osobowych zawsze stoi trudne zadanie odpowiedniego doboru nie tylko rodzaju zawieszenia, ale również charakterystyk ich elementów sprężystych i tłumiących. Aktualnie w samochodach osobowych elementy te posiadają charakterystyki nieliniowe.

W samochodach osobowych klas średnich i niższych powszechnie elementami sprężystymi są stalowe sprężyny śrubowe, charakteryzujące się prostotą konstrukcyjną, łatwością kształtowania, małą masą i niską ceną. Ich nieliniową charakterystykę sztywności uzyskuje się poprzez zmianę skoku, średnicy zewnętrznej, względnie średnicy drutu. Elementami tłumiącymi drgania w samochodach osobowych są amortyzatory teleskopowe. Dobór ich charakterystyki tłumienia jest trudny. Mogą one mieć charakterystykę

sportową tzw. twardą, lub komfortową (miękką). Najczęściej w samochodach osobowych konstruktorzy dobierając typ amortyzatora przyjmują rozwiązanie kompromisowe. Charakterystyki stosowanych amortyzatorów są nieliniowe, niesymetryczne – najczęściej progresywne lub progresywno degresywne. Należy przy tym pamiętać, że na tłumienie drgań, poza amortyzatorami mają wpływ opony, sprężyny, przeguby kuliste, tuleje metalowo – gumowe i stabilizatory. W większości przypadków o wartości tłumienia decydują jednak amortyzatory. Charakterystyki elementów sprężystych i tłumiących w trakcie eksploatacji ulegają zmianie. W zawieszeniu pojawiają się nowe nieliniowości (luzy) wpływające na bezpieczeństwo jazdy. Efektami niesprawności amortyzatorów są:

- duże amplitudy przyspieszeń drgań nadwozia,
- powiększone przechyły poprzeczne i podłużne samochodu decydujące o komforcie jazdy i stabilności ruchu pojazdu,
- odrywanie się kół od nawierzchni podczas jazdy i hamowania,
- wydłużenie drogi hamowania.

Ponadto występujące podczas jazdy w zawieszeniu nadmierne siły dynamiczne powodują szybsze, zmęczeniowe zużycie elementów pojazdu oraz niszczenie nawierzchni drogi. Niezbędne są zatem badania okresowe zawieszeń celem których jest identyfikacji ich stanu technicznego.

Badania diagnostyczne zawieszeń poza pomiarami geometrii, podzielić można na dwie grupy obejmujące:

- identyfikację luzów w połączeniach sworzniowych,
- ocenę stanu technicznego amortyzatorów.

Diagnozowanie luzów w połączeniach elementów zawiesznień jest stosunkowo proste. Do tego celu stosuje się urządzenia do wymuszenia szarpnięć kołami jezdny. Urządzenia te składają się z dwóch płyt najazdowych przesuwanych hydraulicznie w czterech kierunkach. Badanie organoleptyczne polega na obserwacji sprawdzanych połączeń elementów oświetlanych silnym strumieniem lampy sterującej, uwidaczniającej luzu. Pomiar diagnostyczny amortyzatorów są bardziej złożone. Prawidłowa praca zawiesznień pojazdów samochodowych wpływa bezpośrednio na bezpieczeństwo ruchu samochodowego oraz stan nawierzchni dróg. W trakcie badań okresowych prowadzonych w Stacjach Kontroli Pojazdów (SKP) szczególną uwagę zwraca się na stan techniczny zawiesznień. Amortyzatory, jako elementy odpowiedzialne za prawidłowe tłumienie drgań nadwozia, badane są w SKP metodą bezdemontażowa, wg kryteriów ustalonych przez Europejskie Stowarzyszenie Producentów Amortyzatorów (EUSAMA). Głównym mankamentem tej metody jest brak informacji o rodzaju powstającego uszkodzenia i stopniu jego zaawansowania w trakcie eksploatacji pojazdu. Najczęściej występującymi usterkami amortyzatorów są wycieki płynu i ubytek uszczelnienia tłoczka. Uszkodzenia te są trudno diagnozowalne pod względem ilościowym. Powyższe zagadnienia są przedmiotem przeprowadzonych badań.

Jako nośnik informacji diagnostycznej wykorzystano sygnały wibroakustyczne generowane przez masy pojazdu pobudzone do drgań.

2. METODY DIAGNOZOWANIA AMORTYZATORÓW

Z pośród metod badawczych stanu technicznego amortyzatorów należy wyróżnić badania stanowiskowe. Można je podzielić na dwie grupy:

- badanie amortyzatorów zabudowanych w pojeździe,
- badanie amortyzatorów wybudowanych z pojazdu.

2.1. BADANIA AMORTYZATORÓW ZABUDOWANYCH W POJEŹDZIE

Wśród metod badawczych amortyzatorów zabudowanych w samochodzie rozróżnić należy metody:

- drgań wymuszonych,
- drgań swobodnych,
- płyt najazdowych.

Metoda trzecia ze względu na małą dokładność praktycznie nie jest stosowana.

Grupa metod drgań wymuszonych sprowadza się do testerów wibracyjnych:

- o zmiennej amplitudzie drgań,
- o stałej amplitudzie drgań.

Istotą obu metod jest wymuszanie drgań pionowych badanego koła jezdno powyżej częstotliwości rezonansowej. W trakcie badań koło spoczywa na płycie włączonego wzbudnika drgań. Po przekroczeniu częstotliwości rezonansowej następuje wyłączenie siły wymuszającej. Na skutek tłumienia drgań przez amortyzator, elementy zawieszienia i opony – następuje obniżenie częstotliwości drgań. Wskaźnikiem stanu technicznego amortyzatora jest amplituda występująca przy częstotliwości rezonansowej zawieszienia. Efektywność tłumienia można określić na podstawie analizy drgań:

- w funkcji nacisku koła na podłoże (metoda EUSAMA),
- w funkcji czasu (metoda Boge).

2.1.1. METODA EUSAMA

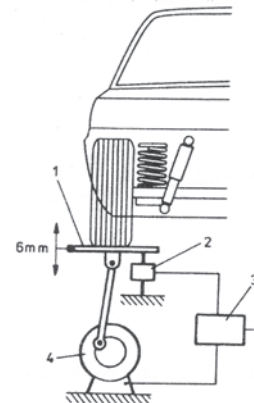
Europejskie Stowarzyszenie Producentów Amortyzatorów (EUSAMA) opracowało metodę oceny efektywności tłumienia. Zasada pomiaru polega na procentowym określeniu siły przylegania koła do podłoża. Ocena skuteczności tłumienia amortyzatora określa wskaźnik Eusama opisany zależnością:

$$WE = \frac{W_{\min}}{W_{st}} \cdot 100\%$$

gdzie:

- W_{\min} – zmierzona minimalna siła dynamiczna przylegania opony do podłoża,
- W_{st} – statyczna siła przylegania opony do podłoża (spoczynkowa).

Schemat stanowiska badawczego przedstawia rys. 1.

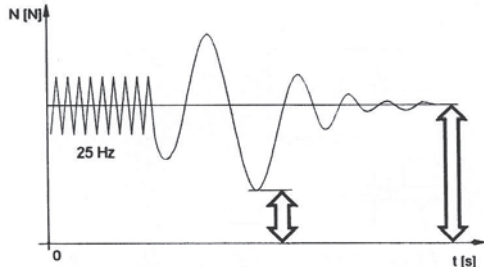


Rys. 1. Schemat ideowy stanowiska badawczego badań amortyzatorów wg metody EUSAMA: 1) płyta najazdowa, 2) układ pomiarowy, 3) układ analizujący, 4) silnik elektryczny z korbowym układem wymuszającym

W trakcie badania koło samochodu spoczywa na nieruchomej płycie urządzenia wymuszającego. Dokonywany jest wówczas pomiar statyczny (W_{st}). Dla takiego przypadku wartość współczynnika WE wynosi 100%. Następnie uruchamiany jest układ wymuszający. Płyta osiąga drgania amplitudzie 4-8 mm z częstotliwością około 25 Hz. Po wyłączeniu układu napędowego przy częstotliwości ok. 16 Hz

następuje pomiar minimalnej siły nacisku dynamicznego W_{min} koła jezdnego na płytę. Jeżeli podczas badania przy tej częstotliwości koło oderwie się od płyty, to wartość WE wynosi 0%. Ta filozofia pomiaru jest przejrzysta i logiczna. W wyżej wymienionej metodzie nie jest potrzebna baza danych.

Przykładowy przebieg rejestrowanego sygnału przedstawia rys. 2.



Rys 2. Graficzna interpretacja współczynnika EUSAMA

Wadą opisywanej metody badań jest wrażliwość na sztywność opony i obciążenie statyczne. Sztywność opony zależy między innymi od ciśnienia w ogumieniu. Niskie ciśnienie podwyższa a wysokie obniża wartość współczynnika EUSAMA. Odwrotnie - duże obciążenie statyczne podwyższa, a niskie obniża wartość tego współczynnika.

Przyjęte kryterium oceny jest następujące:

- WE = 0-20% - zły stan techniczny amortyzatorów (niedostateczna wartość tłumienia),
- WE = 21-40% - dopuszczalna wartość tłumienia - amortyzator wymaga sprawdzenia po wybudowaniu na stanowisku indykatorowym,
- WE = 41-60% - dobra wartość tłumienia,
- WE > 60% - bardzo dobra wartość tłumienia.

Różnice wartości EUSAMA pomiędzy stronami pojazdu wynoszące 20-30% świadczą o niesprawności amortyzatora. Wątpliwości budzą testy skuteczności tłumienia drgań zawieszenia osi tylnej lekkich samochodów z przednim napędem. Rozwiązanie tego problemu proponuje firma Hoffman dzieląc samochody na cztery grupy w zależności od masy.

Grupa I - Pojazdy klasy wyższej o masie powyżej 1400 kg otrzymują następujące kryteria oceny

WE	70-100%	stan bardzo dobry,
WE	50-69%	stan dobry,
WE	30-49%	stan dostateczny,
WE	0-29%	stan niedostateczny

Dopuszczalna różnica przyczepności $D_{RP} = 25\%$.

Grupa II - Pojazdy o klasie średniej o masie 900-1399 kg

WE	60-100%	stan bardzo dobry,
WE	40-59%	stan dobry,
WE	20-39%	stan dostateczny,
WE	0-19%	stan niedostateczny.

$D_{RP} = 25\%$.

Grupa III - Pojazdy kompaktowe o masie własnej mniejszej od 899 kg

WE	60-100%	stan bardzo dobry,
WE	30-59%	stan dobry,
WE	20-29%	stan dostateczny,
WE	0-19%	stan niedostateczny.

$D_{RP} = 20\%$.

Uzyskane w wyniku badań metodą EUAMA wskaźniki mają charakter orientacyjny. Wprowadzając banki danych można uzyskać informacje o wartościach odniesienia (np. z badania nowych pojazdów) względnie obserwować trend zmian w trakcie eksploatacji. Przyjęcie w metodzie stałej (16 Hz) częstotliwości rezonansowej ogranicza możliwości metody. Poszczególne koła mogą mieć takie same wartości WE np. 60% ale osiągane przy różnej częstotliwości rezonansowej poszczególnych kół. Takie różnice mają wpływ na bezpieczeństwo jazdy. Było to powodem opracowania zmodyfikowanej metody badań.

2.1.2. METODA BADAŃ AMORTYZATORÓW NA STANOWISKU PŁYTOWYM O ZMIENNEJ CZĘSTOTLIWOŚCI DRGAŃ WYMUSZAJĄCYCH

Metoda badań amortyzatorów w oparciu o zmienną częstotliwość rezonansową występuje pod nazwą EUSAMA plus. W tym systemie badań występują dwa etapy pomiarowe

- faza wstępna
- pomiar współczynnika tłumienia

Faza wstępna, to rozgrzewanie płynu amortyzatorowego celem uzyskania właściwej jego lepkości. Proces ten trwa około 10 sek. przy wymuszeniu o niskiej częstotliwości drgań. W tym czasie dokonywany jest pomiar ciśnienia w ogumieniu. Analizowany jest kontakt płyty z oponą. Jeżeli odchyłka ciśnienia powietrza przekracza 0,05 MPa ciśnienia nominalnego, to następuje przerwanie procesu pomiarowego, sygnalizowanego odpowiednim komunikatem.

Po rozgrzaniu - rozpoczyna się proces pomiarowy ze zmieniającą się co 1 Hz w sposób malejącą częstotliwością drgań płyty od 30 Hz do 8 Hz. Częstotliwość określana jest przez przetworniki optoelektroniczne. Na czas pomiaru przetworniki stabilizują każdą częstotliwość drgań. Szczegółowo analizowany jest przedział 13 do 18 Hz (rezonans masy nieresorowanej) Dla każdego zakresu częstotliwości zmierzone są siły nacisku na płytę podczas ściskania i rozciągania amortyzatorów. Umożliwia to określenie dla każdego typu pojazdu stosunku mas:

$$c = \frac{m_r}{m_n}$$

gdzie: m_r - masa resorowana

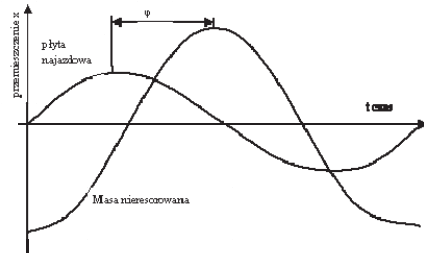
m_n - masa nieresorowana

Precyzyjnie zmieniają częstotliwość drgań płyty stanowiska i uwzględnienie stałej sprężystości ogumienia (ciśnienia powietrza w oponie) świadczy o nowoczesności tej metody oceny stanu

zawieszenia (amortyzatorów). Wprowadzenie fazy rozgrzewania amortyzatorów wpływa korzystnie na dokładność pomiarów.

2.1.3. METODA EUSAMA Z ANALIZĄ FAZOWĄ

Firma Hunter Engineering Company wprowadziła dalsze zmiany w metodzie EUSAMA. Jest nią mierzony kąt przesunięcia fazowego pomiędzy sinusoidalnymi sygnałami przemieszczenia płyty i siły nacisku koła na płytę (rys. 3).



Rys. 3. Przesunięcie fazowe płyty i masy nieresorowanych

Przesunięcie masy nieresorowanej jest proporcjonalne do chwilowej siły nacisku wywieranego na płytę najazdkową. Dlatego osiąga maksimum, gdy kąt fazowy jest równy 0. W zakresie pasma częstotliwości rezonansowej masy resorowanej, gdy brak jest tłumienia w zawieszeniu, wartość kąta fazowego wynosi 180° pomiędzy maksymalną amplitudą przemieszczeń masy nieresorowanej i resorowanej.

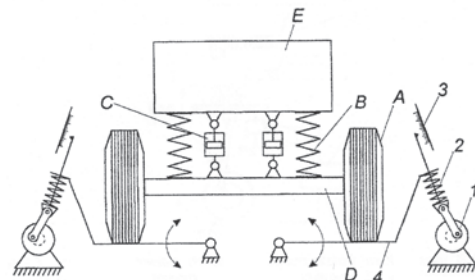
Wartość kąta przemieszczenia fazowego jest wielkością charakteryzującą wielkość tłumienia. Kiedy zawieszenie samochodu ma odpowiednią wartość tłumienia (zamontowany jest odpowiedni amortyzator) to minimalny kąt przesunięcia fazowego pomiędzy częstotliwościami rezonansowymi masy resorowanej i nieresorowanej osiągnie wartość powyżej 90° .

2.1.4. METODA BOGE DRGAŃ WYMUSZONYCH W FUNKCJI CZASU

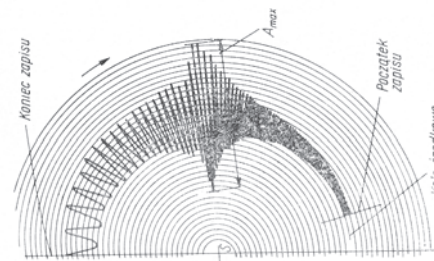
Metoda stosowana przez firmę Boga polega na zastosowaniu do pobudzania drgań stanowiska płytowego, którego ruch wymuszony jest przez układ korbowy. Schemat wyżej wymienionego stanowiska przedstawia rys. 4.

Przebieg drgań jednego koła rejestrowany jest na połowie okrągłej tarczy. Przykładowy wykres przedstawia rys. 5.

Miarą jakości amortyzatora jest podwójna amplituda drgań rezonansowych (A_{max}). Wartość tej amplitudy porównuje się z amplitudą wzorcową amortyzatorów dla danych typów pojazdów. Zastosowanie metody pomiaru dekrementu tłumienia jest słuszne dla układów liniowych.



Rys. 4. Schemat urządzenia firmy Boga:
1) silnik elektryczny, 2) sprężyna, 3) rejestrator,
4) płyta najazdkowa, A – badane koło, B – element resorujący, C – amortyzator, D – badana oś, E – nadwozie.



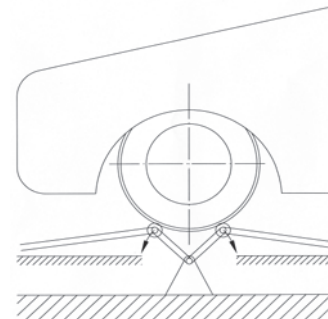
Rys. 5. Przykładowy wynik badań amortyzatora na urządzeniu Boga

2.2. BADANIA AMORTYZATORÓW METODĄ DRGAŃ SWOBODNYCH

Istota metody polega na analizie ruchu podwozia samochodu osobowego po impulsowym pobudzeniu go do drgań. Istnieje wiele metod wymuszenia a mianowicie:

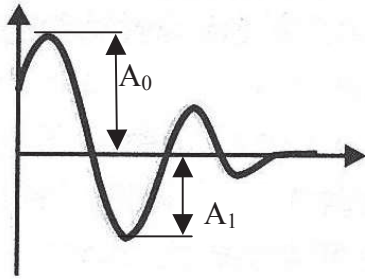
- zrzut,
- spadek z równi pochyłej,
- rozprężenie ściśniętego nadwozia.

Z pośród powyższych metod najszersze zastosowanie znalazła metoda pierwsza. Do tego celu wykorzystuje się najazdkowe stanowisko badawcze schematycznie przedstawione na rys. 6.



Rys. 6. Schemat stanowiska

Opadające koło uderza o płytę oporową pobudzając do drgań masę nieresorowaną i resorowaną. Zapis amplitudy przemieszczeń drgań w funkcji czasu rejestrowany jest w formie wykresnej. Przykładowy wynik rejestracji przedstawia rys. 7.



Rys. 7. Wynik rejestracji badania metodą „zrzutu” samochodu

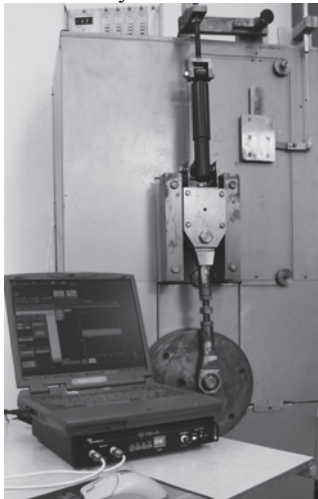
Z powyższego wykresu wyznaczona się średnie tłumienie drgań „k” będące stosunkiem drugiej do pierwszej zaobserwowanej amplitudy drgań.

$$k = \frac{A_1}{A_0}$$

Wartości amplitud początkowych powinny być sobie równe. Nie powinny się one różnić o więcej niż 7%.

2.3 BADANIA AMORTYZATORÓW NIE ZABUDOWANYCH W POJEŹDZIE

W badaniach amortyzatorów nie zabudowanych w pojeździe stosuje się stanowiska indykatorowe, na których otrzymuje się wykresy prędkościowe amortyzatorów tzn. zmiany siły tłumienia w funkcji prędkości ruchu tłoka amortyzatora. Przykład takiego stanowiska, które znajduje się w Laboratorium Podstaw Techniki Pomiarowej Wydziału transportu Politechniki Śląskiej przedstawia rys. 8.



Rys. 8. Widok stanowiska indykatorowego

Stanowisko napędzane jest dwubiegowym silnikiem elektrycznym prądu przemiennego. Napęd od silnika przenoszony jest przez przekładnię pasowo-klinową na zębatą skrzynię biegów o dwóch biegach oraz przekładnię nawrotną. Ze skrzynki biegów napęd przenoszony jest na mimośrodowy układ korbowy o zmiennym ramieniu. Przeniesienie wymuszenia ruchu końca amortyzatora z układu korbowego odbywa się za

pomocą mechanizmu suwakowego. Poruszany jest dolny koniec amortyzatora prowadzony osiowo przez układ suwakowy. Górny koniec połączony jest z obudową stanowiska poprzez przetwornik siły. Wykonując badania przy różnych prędkościach obrotowych wału uzyskuje się w efekcie charakterystyki prędkościowe amortyzatora opisane zależnością:

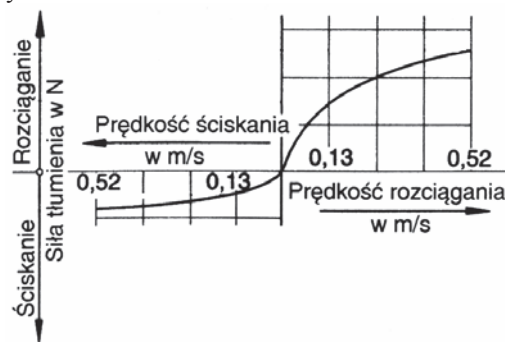
$$F(t) = k_1 \left(\frac{dx}{dt} \right) + k_2 \left(\frac{dx}{dt} \right)^i \quad [N]$$

gdzie:

$k_{1,2}$ – współczynniki określające liniową i nieliniową część tłumienia,

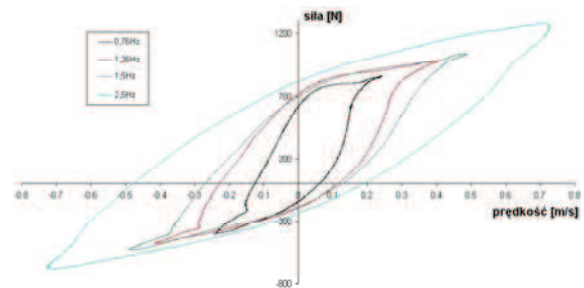
dx/dt – prędkość względna ruchu tłoka amortyzatora względem cylindra [m/s],

i – wykładnik potęgi charakteryzujący nieliniowość siły tłumienia.

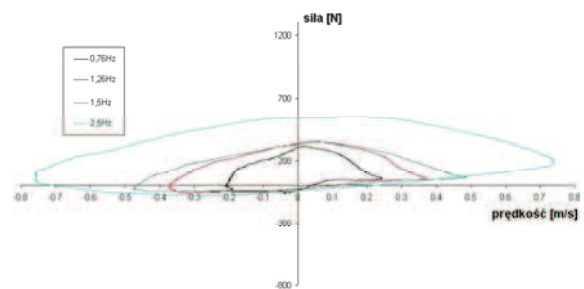


Rys. 9. Przykładowa teoretyczna charakterystyka amortyzatora hydraulicznego

Przykładowe wyniki badań indykatorowych uzyskane dla czterech częstotliwości wymuszeń przedstawiono na rys. 10, 11.



Rys. 10. Wykresy prędkościowe amortyzatora nowego



Rys. 11. Wykresy prędkościowe dla amortyzatora z 75% ubytkiem płynu

Do oceny stanu technicznego amortyzatora wprowadzono nowy parametr diagnostyczny – moc tłumienia. Uzyskuje się go poprzez całkowanie wykresów indykatorów. Powszechnie stosowane są amplitudowe wskaźniki oceny. Zastosowana metoda diagnozowania oparta na mocy tłumienia wykazuje dobre cechy diagnostyczne.

3. METODY BADAŃ AMORTYZATORÓW OPARTE NA WIBROAKUSTYCZNEJ ANALIZIE SYGNAŁÓW DRGANIOWYCH

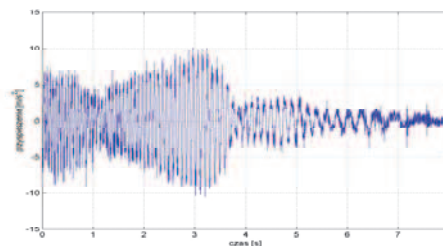
Stanowiskowe metody badań dają wyniki, które można traktować jako przybliżone. Oparta na nich ocena stanu technicznego amortyzatora jest dwustanowa (sprawny, niesprawny). Pozbawiona jest cech identyfikacji jego uszkodzeń. Stało się to podstawą do opracowywania Laboratorium PTP Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej nowych metod diagnozowania amortyzatorów opartych na analizie sygnałów wibroakustycznych. W zaproponowanych metodach założono, że w badaniach zostaną wykorzystane istniejące na stanowiskach kontrolnych amortyzatorów wzbudniki pobudzające do drgań masy kół i zawieszenia oraz nadwozie. W procesie pobudzania wymienionych mas przez układ wymuszający można wyszczególnić trzy następujące fazy:

- rozpędzanie, kiedy następuje przyrost częstotliwości wymuszeń od 0 do częstotliwości górnej (ok. 25 Hz),
- wymuszanie ze stałą górną częstotliwością wymuszeń,
- wybieg urządzenia, podczas którego po wyłączeniu następuje spadek częstotliwości do 0.

Istotą zaproponowanej metody badań jest następująca:

- w badaniach analizowany jest proces drganiowy zawieszenia podczas wybiegu, kiedy następuje przejście przez rezonans pobudzonych do drgań mas nieresorowanych i resorowanych. Analizowane drgania są niestacjonarnym, niestacjonarnym procesem losowym.
- w badaniach amortyzatora wykorzystywane są dwa przetworniki mocowane za pomocą magnesu do dolnego wahacza i gniazda osadczego amortyzatora w nadwoziu. Przetworniki mocowane są osiowo w pobliżu miejsc zabudowy amortyzatorów samochodzie (rys. 13 i 14). Wielkościami mierzonymi są przyspieszenia względne ruchu tłoka amortyzatora. W trakcie pomiarów koło badanej części zawieszenia spoczywa na płycie wzbudnika.
- po dyskretyzacji różnicowy sygnał wibroakustyczny końców amortyzatora poddany jest analizie w środowisku Matlab przy użyciu komputera klasy PC. Wymienione sygnały niestacjonarne poddawane są niżej omówionym analizom dwuwymiarowym, w dziedzinie czasu

i częstotliwości. Przykładowy przebieg drgań nadwozia przedstawiono na rys. 12



Rys. 12. Przyspieszenia drgań nadwozia



Rys. 13. Sposób mocowania przetwornika pomiarowego na nadwoziu

1- pojemnościowy przetwornik przyspieszeń



Rys. 14. Sposób mocowania przetwornika pomiarowego na wahaczu

3.1. KRÓTKOCZASOWA TRANSFORMATA FOURIERA

Skuteczną, stosowaną powszechnie do dziś metodę analizy sygnałów w dziedzinie czasowo-częstotliwościowej zaproponował Gabor (1946 r.). Polega ona na prowadzeniu analizy częstotliwościowej kolejnych fragmentów analizowanego sygnału wyciętych z całości przez tzw. funkcję okna. Podczas analizy okno jest przesuwane w dziedzinie czasu o interwał równy szerokości okna. Analiza częstotliwości prowadzona jest dla kolejnych odcinków niezależnie, co umożliwia powiązanie poszczególnych składowych okresowych widma z czasem i określenie momentów ich występowania. Gabor zaproponował funkcję okna w postaci gausoidy:

$$g(t) = e^{-\frac{1}{2}t^2}$$

oraz sformułował zasadę konstruowania rodziny funkcji analizujących powstałych z funkcji okna przez wprowadzenie przesunięć w dziedzinie czasu b i w dziedzinie częstotliwości ω :

$$w_{\omega,b}(t) = g(t-b)e^{-i\omega t}$$

Wynikiem analizy czasowo- częstotliwościowej sygnału $f(t)$ są współczynniki w postaci:

$$S(\omega,b) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot w_{\omega,b}(t) dt = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot g(t-b)e^{-i\omega t} dt$$

Z powyższych zależności wynika następujący nadający się do praktycznego zastosowania wzór opisujący funkcję analizującą:

$$W_{\omega,b} = e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{t-b}{d} \right)^2} \cdot e^{-i\omega t}$$

gdzie:

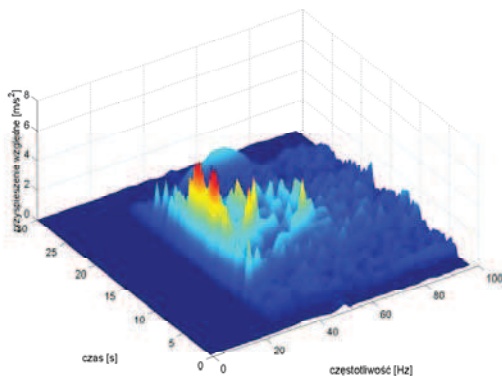
- b – przesunięcie okna
- ω – częstości analizujące
- d – szerokość okna

W powyższym wzorze występują trzy współczynniki, z których jeden b odpowiada z przesunięcie okna (parametr czasowy) drugi ω za wartość częstości analizującej wypełniającej okno (parametr częstotliwościowy) trzeci d niezmienny w całej rodzinie funkcji analizujących (parametr wyznaczający szerokość okna).

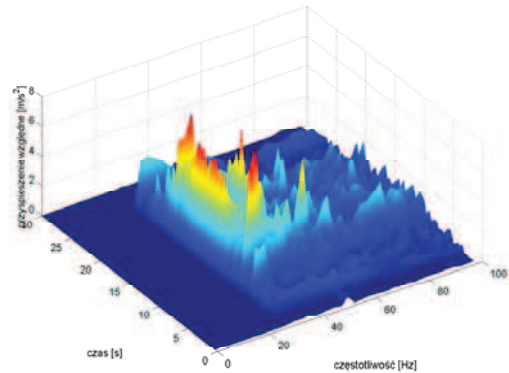
Metoda zaproponowana przez Gabora zwana także krótkoczasową transformatą Fouriera (Short Time Fourier Transform – STFT) lub okienkowym przekształceniem Fouriera opiera się na stałej raz dobranej szerokości okna analizy, które ogranicza jednocześnie precyzję w dziedzinie czasu i zakres częstotliwości analizy.

Optymalnie prowadzona analiza o dokładności ograniczonej jedynie zasadą nieoznaczoności Heisenberga ma miejsce w dolnym zakresie częstotliwości tj. w przypadku funkcji analizujących $W_{\omega,b}$, których okres $1/\omega$ jest równy szerokości d okna gaussoidy. Wszystkie wyższe częstotliwości analizowanego sygnału są wykrywane z tą samą dokładnością lecz znacznie mniejszą od możliwej do uzyskania wynikającej z zasady nieoznaczoności.

Przykładowe wyniki analiz dla amortyzatorów w stanie nowym i 25 % wyciekem płynu przedstawiono na rys. 15 i 16.



Rys. 15. Widmo czasowo-częstotliwościowe przyspieszeń względnych uzyskane dla amortyzatora nowego (100% objętości płynu hydraulicznego)



Rys. 16. Widmo czasowo-częstotliwościowe przyspieszeń względnych uzyskane dla amortyzatora z ubytkiem 25% płynu

Objawy pogłębiającej się niesprawności amortyzatora w mapach spektralnych uwidaczniają się w postaci rosnących wartości amplitud nadrezonansowych częstotliwości harmonicznych. Już niewielka zmiana charakterystyki amortyzatora spowodowana ubytkiem płynu hydraulicznego wywołuje zmiany stosunku wartości amplitud nadrezonansowych. Dalszy rozwój uszkodzenia powoduje gwałtowny wzrost wartości amplitud przyspieszeń w chwilach przechodzenia układu przez częstotliwości drgań własnych zawieszenia widoczny również dla częstotliwości nadrezonansowych. Klasyczne metody diagnozowania stanu technicznego amortyzatora zabudowanego w zawieszaniu wykrywają dopiero duże zmiany jego charakterystyki. Analiza czasowo-częstotliwościowa pozwala uzupełnić wiedzę diagnostyczną informacjami o stosunkowo wczesnych stadiach rozwoju uszkodzenia amortyzatora.

3.2. TRANSFORMATA FALKOWA

Inną metodę analizy czasowo-częstotliwościowej zaproponowali Morlet i Grossman (1984 r.). Podobnie jak w analizie STFT sformułowano funkcję podstawową, reguły konstrukcji na jej podstawie rodziny funkcji analizujących oraz wzór opisujący wynik analizy w dziedzinie t-f (czasowo-częstotliwościowej) w postaci funkcji dwu zmiennych (t i f). Morlet zaproponował funkcję podstawową:

$$\psi(t) = e^{-\frac{t^2}{2}} \cdot \cos(5t)$$

nazwał ją falką-matką (fr. ondelette-mere) ponieważ służy ona do konstrukcji rodziny falek analizujących (fr. ondelette analysamite) $\Psi_{a,b}$;

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \cdot \psi\left(\frac{t-b}{a}\right)$$

gdzie: b jest przesunięciem czasowym;
 $a > 0$ jest tzw. współczynnik zwięzania-rozszerzenia odpowiada za częstotliwości i czasowy zakres analizy.

Po wprowadzeniu dodatkowego parametru skali a do okna lokalizacyjnego w transformacie Gabora powstała transformata falkowa (Wavelet transform WT).

Funkcja analizująca $\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)$ nazywana falką główną posiada współczynnik a który powoduje zmianę czasu trwania falki oraz współczynnik b który zmienia położenie falki na osi czasu. Równanie reprezentuje filtrację pasmowo-przepustową sygnałów za pomocą filtrów o różnych pasmach przepuszczania. Transformata falkowa (WT) jest funkcją dwuwymiarową, w której a – jest parametrem skali (częstotliwości) zaś b – jest parametrem translacji (przesunięcia w czasie).

$$a, b \in R, a \neq 0$$

Współczynniki reprezentujące realizowany sygnał w dziedzinie t-f opisuje zależność:

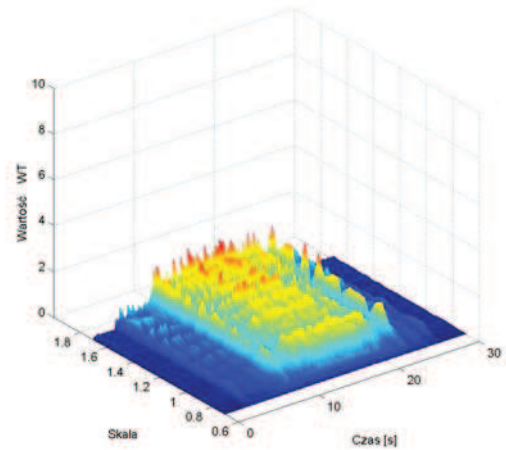
$$WT(a, b) = (x(t) \cdot \psi_{a,b}) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot \psi_{a,b}(t) dt = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt$$

Zależność ta podobnie jak podana przez Gabora zależność (3) jest równoważna splotowi sygnału analizowanego $x(t)$ z falką analizującą $\psi_{a,b}(t)$ lub w przypadku analizy Gabora (STFT) z funkcją analizującą $w_{\omega,b}(t)$.

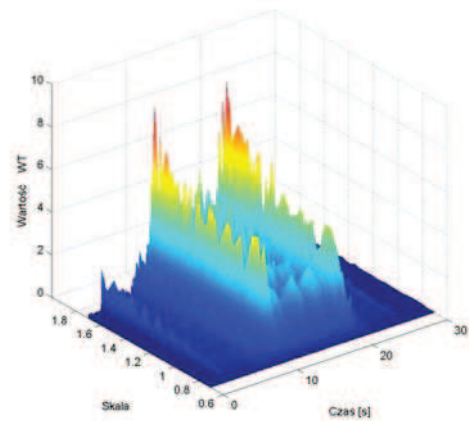
W porównaniu do stosowanych w STFT funkcji okna mających zawsze mniej lub bardziej przybliżoną funkcję gaussoidy, funkcja $\psi(t)$ posiada odmienne cechy. Jest ona parzystą funkcją lokalnie oscylującą a poza spójnym przedziałem oscylacji przyjmuje wartości zerowe. Przebieg funkcji $\psi(t)$ jest podobny do zafalowania, lokalne oscylacje szybko gasną wraz z odległością od centrum – stąd nazwa: falka (ang. Wavelet, fr. ondelette).

W analizie falkowej inna jest w porównaniu z STFT reguła konstruowania rodziny funkcji analizujących. W analizie STFT (Gabora) szerokość okna jest stała co powoduje wzrost oscylacji w oknie wraz ze wzrostem częstotliwości. W analizie falkowej ilość oscylacji falki jest stała a zmianie częstotliwości towarzyszy proporcjonalna zmiana czasowego zasięgu falki.

Analiza niestacjonarnych własności spektralnych sygnału wymaga posługiwania się oknami, które automatycznie zwiększają się przy analizie wysokich częstotliwości i ulegają automatycznemu rozszerzeniu przy analizie niskich częstotliwości.



Rys. 17. Wynik ciągłego przekształcenia falkowego dla przyspieszeń drgań nadwozia dla amortyzatora przedniego samochodu Seicento ze 100% napełnieniem



Rys. 18. Wynik ciągłego przekształcenia falkowego dla przyspieszeń drgań nadwozia dla amortyzatora przedniego samochodu Seicento z 25% ubytkiem oleju

Wartości WT dla amortyzatorów nowych oraz o niewielkich przebiegach eksploatacyjnych są stałe w analizowanym przedziale czas-skala. Zużycie amortyzatora w wyniku dużych przebiegów eksploatacyjnych powoduje wzrost wartości WT w chwilach pracy układu z częstotliwością rezonansową zawieszenia. Takie same efekty uwiadcniają się w rozkładach falkowych uzyskanych dla amortyzatorów z celowo wprowadzonymi usterkami (ubytek płynu oraz uszkodzenie zaworka ruchu sprężania). Starzenie się płynu amortyzatorowego powoduje wzrost wartości amplitud WT w całym analizowanym paśmie.

3.1.4. TRANSFORMATY WIGNERA-VILLE'A (WIGNER-VILLE DISTRIBUTION, WVD)

Widmo wzajemne Wignera-Ville'a dwóch sygnałów $x(t)$ i $y(t)$ definiowane jest następująco:

$$WVD_{xy}(t, f) = \int x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) y^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) e^{-j2\pi f\tau} d\tau$$

jeżeli $x(t) = y(t)$ powyższe przekształcenie można zapisać w postaci:

$$WVD_{xx}(\theta, \tau) = \int x^* \left(t - \frac{\tau}{2}\right) x \left(t + \frac{\tau}{2}\right) e^{j2\pi\theta t} dt$$

gdzie:

$WVD_{xx}(\theta, \tau)$ – pseudo przekształcenie Wignera-Ville'a

$x^*(t)$ – sygnał urojony sprzężony z $x(t)$

τ – przesunięcie w dziedzinie czasu

θ – przesunięcie w dziedzinie częstotliwości

Transformata ta pozwala przekształcić sygnał zapisany w postaci przebiegu czasowego na widmo czasowo-częstotliwościowe. Program Matlab posiada zaimplementowaną dyskretną wersję tego przekształcenia, która umożliwia obróbkę sygnału zdyskretyzowanego. Ponieważ algorytm realizujący tę transformatę wykorzystuje dwukrotne przekształcenie Fouriera warunkiem uniknięcia zjawiska aliasingu jest próbkowanie sygnału ciągłego z co najmniej dwukrotnie większą częstotliwością od kryterium Nyquista.

W celu redukcji efektów związanych z przeciekami widma, które utrudniają interpretację uzyskanych wyników, wykonuje się operację filtracji WVD przy pomocy funkcji wagowych. W analizie wykorzystano funkcję wagową Choi-Williams'a w postaci:

$$\phi(\theta, \tau) = \exp(-\theta^2 \tau^2 / \sigma^2)$$

σ – parametr proporcjonalny do amplitudy przecieku widma

Wykorzystane w pracy przekształcenie można zapisać w sposób:

$$WVD(f, \tau) = \int x^* \left(t - \frac{\tau}{2}\right) x \left(t + \frac{\tau}{2}\right) e^{j2\pi f t} e^{-\left(\frac{\theta \tau}{\sigma}\right)^2} dt$$

Istotnym problemem związanym z w/w analizami jest forma przedstawienia wyników badań. Istnieje wiele sposobów, wśród których ma szczególną uwagę zasługują:

- wykresy warstwicowe
- wykresy profilowe

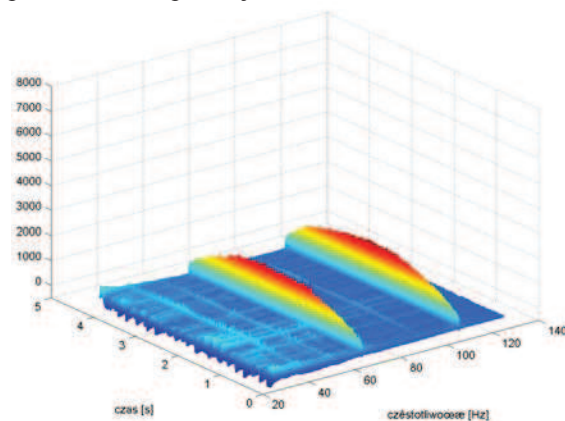
Wykresy warstwicowe są wykresami płaskimi w układzie współrzędnych czas-częstotliwość, na które nanoszone są linie gęstości mocy. Stałe wartości gęstości mocy są reprezentowane przez linie zamknięte (warstwice).

Wykresy profilowe są rysunkami pseudoprzestrzennymi. Z jednej strony ułatwiają one obserwację rozkładu gęstości widmowej mocy w funkcji czasu i częstotliwości. Jednakże „plasterkowy” system wizualizacji może spowodować opuszczenie istotnych wyników, a ponadto na wykresach część wyników zostaje ukryta przez poprzedzające je profile. Rozwiązaniem tego problemu jest wykonanie wykresów zmian mocy w funkcji czasu dla każdej częstotliwości oddzielnie.

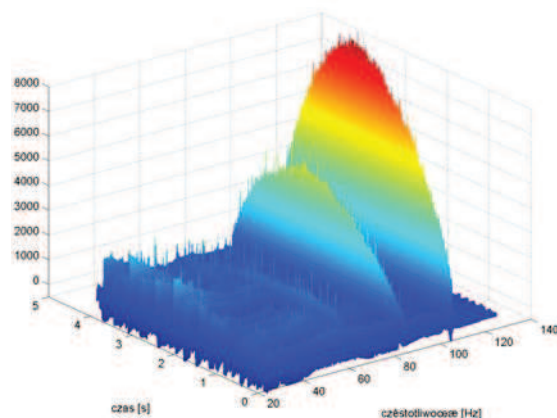
Struktura widmowa sygnałów niestacjonarnych może być określona za pomocą podwójnej transformaty Fouriera niestacjonarnych funkcji korelacji określonych za pomocą wartości oczekiwanych (średnich w zbiorze).

Do analiz wykorzystano pseudoprzekształcenie Wignera-Ville'a z oknem filtracyjnym Choi-Williamsa. Analizy przeprowadzono w środowisku Matlab posiadającym zaimplementowaną dyskretną wersję tego przekształcenia, z postaci przebiegu czasowego na widmo czasowo-częstotliwościowe. Ponieważ algorytm realizujący tę transformatę wykorzystuje dwukrotne przekształcenie Fouriera, w celu uniknięcia zjawiska aliasingu konieczne jest próbkowanie sygnału, z co najmniej dwukrotnie większą częstotliwością od kryterium Nyquista.

Analizom poddano tę część sygnałów drganiowych, w których parametry wymuszenia były stałe w czasie. Układ zawieszenia pracował powyżej podstawowych częstotliwości rezonansowych związanych z masami resorowaną i nieresorowaną. Przykładowy wynik analizy WVD uzyskany dla sprawnego amortyzatora przedstawiono poniżej.



Rys. 19. Widmo WVD przyspieszeń drgań nadwozia – 100% płynu amortyzatorowego



Rys. 20. Widmo WVD przyspieszeń drgań nadwozia – amortyzator z 75% objętości nominalnej płynu amortyzatorowego

4. PROPONOWANA WIBROAKUSTYCZNA METODA DIAGNOZOWANIA AMORTYZATORÓW SAMOCHODÓW OSOBOWYCH ZABUDOWANYCH W POJEŹDZIE

Z omówionych 3 metod analiz niestacjonarnych sygnałów losowych, najkorzystniejsza w badaniach diagnostycznych amortyzatorów okazała się transformata falkowa. Umożliwia ona poprzez dobór odpowiedniego zakresu skali obserwację cech czasowo-częstotliwościowych w wąskim paśmie częstotliwości. Ta właściwość przekształcenia falkowego przy analizie długich szeregów czasowych umożliwia znaczne skrócenie czasu obliczeń

4.1. PROCEDURA ANALIZY

W celu zwiększenia rozdzielczości częstotliwościowej, sygnał poddany jest ponownemu próbkowaniu do częstotliwości 2 [kHz] przy wykorzystaniu funkcji sklepanych. Pasma częstotliwości rezonansowych zawieszenia analizowane jest w zakresie skali 80 do 200 z krokiem co 10 przy wykorzystaniu falki Morleta, której pasmo wynosi: 1,701 [Hz] natomiast częstość środkowa [1/s]. Częstotliwości rezonansowe nadwozia badane są dla zakresu skali 100 do 300 z krokiem 8 falką z rodziny symlet przy częstotliwości próbkowania wynoszącej 0,5 [kHz]. W badaniach stosuje się falkę sym8 (pasmo [Hz] a częstość [1/s]). Samochód pobudzany był w badaniach wzbudnikiem harmonicznym.

4.2. ZASTOSOWANY ESTYMATOR DIAGNOSTYCZNY

Otrzymywany w wyniku analizy falkowej rozkłady czasowo-częstotliwościowy są w powszechnie stosowanej postaci mało przydatne w diagnostyce amortyzatorów. Dlatego poszukiwano takich estymatorów, które umożliwiają jednoznacznie identyfikację rodzaju uszkodzenia. Analiza znanych, powszechnie stosowanych estymatorów nie wykazała oczekiwanych rezultatów. Efektem tych przemyśleń było wyznaczenie nowych estymatorów, które mogą być zastosowane w diagnostyce amortyzatorów. Najkorzystniejsze cechy parametrów diagnostycznych posiadają współczynniki: WT_{zaw} , WT_{nad} , wyznaczone odpowiednio dla częstotliwości rezonansowych mas nieresorowanych i resorowanych. Wartość estymatora WT_{zaw} w przypadku częstotliwości rezonansowej zawieszenia zdefiniowana była następująco:

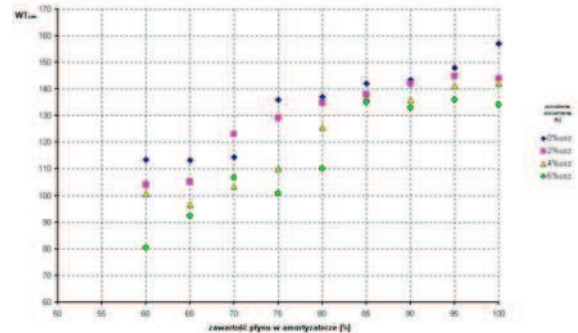
$$WT_{zaw} = \frac{|WT_{max}| + |WT_{min}|}{2},$$

gdzie:

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

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

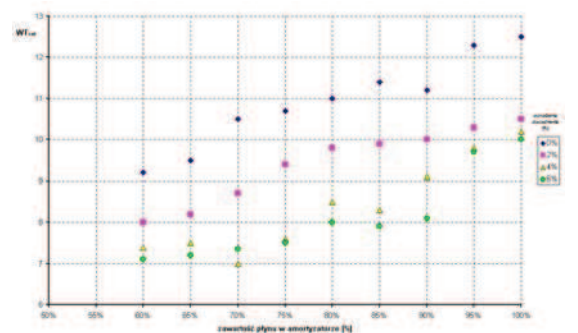
Uzyskane wyniki uśrednione dla amortyzatorów nowych oraz z wyciekami płynu i uszkodzeniami uszczelnienia tłoczka przedstawiono przykładowo na rys. 21



Rys. 21. Przykładowy rozkład wartości współczynnika falkowego WT_{zaw} dla częstotliwości rezonansowej mas nieresorowanych zawieszenia

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

Na rys. 22 przedstawiono wartości współczynników WT_{nad} w strefie rezonansu nadwozia.



Rys. 22. Wartości współczynników falkowych WT_{nad} przy rezonansie nadwozia

Analiza wartości w/w współczynnika w paśmie częstotliwości rezonansowej nadwozia pozwala na stwierdzenie, iż wraz z pogorszeniem się stanu technicznego amortyzatora następuje obserwowalny wzrost wartości WT_{nad} w czasie, gdy działa wymuszenie stanowiska oraz krótko po jego wyłączeniu. Po zmniejszeniu się częstotliwości drgań w chwilach przechodzenia układu przez

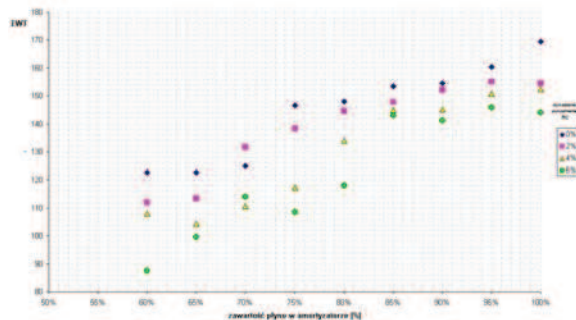
częstotliwość rezonansu nadwozia następuje zmniejszenie wartości WT_{nad} .

Sumę współczynników falkowych ΣWT zdefiniowaną jako:

$$\Sigma WT = WT_{nad} + WT_{zaw}$$

przyjęto jako nowy estymator diagnostyczny, który jako klasyfikator może być zastosowany w identyfikacji rodzaju uszkodzeń eksploatacyjnych amortyzatorów zabudowanych w pojeździe.

Dla przykładowych, omawianych wyników badań postać klasyfikatora przedstawia się następująco (rys. 23).



Rys. 23. Klasyfikator diagnostyczny amortyzatorów oparty na estymatorze ΣWT

4.3. WNIOSKI

Analizowany estymator posiada dużą czułość na zmiany stanu technicznego amortyzatora. Wartości ΣWT maleją wraz z pogarszaniem się jego stanu. Występujące zmiany jego wartości pozwalają na identyfikację stopnia uszkodzenia amortyzatora. Posiada więc te cechy diagnostyczne, których brak powszechnie stosowanym metodom diagnozowania amortyzatorów zabudowanych w samochodzie (np. EUSAMA). Powyższa metoda po opracowaniu automatycznych systemów diagnozowania – co jest przedmiotem dalej prowadzonych prac – może być wykorzystywana w Stacjach Kontroli Pojazdów przy wykorzystaniu istniejących wzbudników drgań.

LITERATURA

1. Batko W., Ziółko M.: *Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej*. Problemy inżynierii mechanicznej i robotyki. Kraków, 2002.
2. Bendat J. S., Piersol A. G.: *Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych*. PWN, Warszawa 1967.
3. Białasiewicz J. T.: *Falki i aproksymacje*. WNT, Warszawa 2000.
4. Bocheński C., Lozia Z., Mikołajczuk J.: *Próba obiektywnej oceny metody badań amortyzatorów zamontowanych w pojeździe zalecanej przez zrzeszenie EUSAMA*. X

Konferencja Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów, Bydgoszcz-Borówno 1999, str. 59-70.

5. Gardulski J., Łazarz B.: *The Influence of the Kinds of Kinematics Forcing, Coming from Uneven Road Surface, on the Acceleration of Motor-Car Vertical Vibrations*. INTER-NOISE, Floryda, USA, V. 1, 1999, s. 751-756.
6. Gardulski J., Warczek J.: *Analiza dwuwymiarowa przyspieszeń drgań pojazdu samochodowego w aspekcie diagnostyki układu zawieszenia*. XXX Jubileuszowe Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka, 2003, str. 38.
7. Gardulski J., Warczek J.: *Diagnostics of Shock Absorbers Built in a Vehicle Based on Vibration Energy Analysis*. Machine Dynamics Problem, 2003, Vol. 27, No 3.
8. Gardulski J., Warczek J.: *Diagnostyka amortyzatorów zabudowanych w pojeździe oparta na analizie efektów nieliniowych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, z. 48, ser. Transport, Gliwice 2003, str. 29-36.
9. 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.
10. Gardulski J., Warczek J.: *Moc tłumienia jako parametr diagnostyczny amortyzatorów samochodowych*. DIAGNOSTYKA, vol. 29, 2003r. Warszawa, str. 69-72.
11. Gardulski J., Warczek J.: *Zastosowanie transformaty falkowej do wyznaczania parametrów diagnostycznych elementów zawieszonych samochodowych*. III Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej, Poznań 2004.
12. Gardulski J., Warczek J.: *Wykorzystanie analizy czasowo-częstotliwościowej w diagnostyce zawieszonych pojazdów samochodowych*. Przegląd Mechaniczny nr 7-8 2003, str. 46-48.
13. Gardulski J., Warczek J.: *Względne przyspieszenia drgań jako podstawa diagnostyki elementów zawieszonych pojazdów samochodowych*. V Krajowa Konferencja Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów. 13-17.X.2003r. Ustroń, str. 93-99.
14. Gardulski J., Warczek J.: *Zastosowanie krótkoczasowej transformaty Fouriera w diagnostyce zawieszonych pojazdów samochodowych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, nr 1562, 2002r, str. 23-29.
15. Gardulski J.: *Bezstanowiskowa metoda oceny stanu technicznego zawieszonych samochodów osobowych*. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2003.
16. Gardulski J.: *Simulation studies of mechanical system with non-linear parameters of the structure for operating construction needs*.

- Machine Dynamics Problems. Vol. 23 No 3, 1999 (5).
17. Gardulski J.: *Symptom wibroakustyczny jako miara diagnostyczna stanu technicznego amortyzatorów samochodów*. Mat. II Międzynarodowego Kongresu Diagnostyki Technicznej DIAGNOSTYKA 2000, Warszawa 19-22.09.2000, s. 237-242.
 18. Gardulski J.: *The Simulating Researches the Influences of Operational Wear of a Suspension Spring with Nonlinear Characteristics on Motor-car Body Vibrations*, INTER-NOISE, Florida USA, V. 1, 1999, s. 867-870.
 19. Gardulski J.: *Use of Non-Linear Effects in Vibroacoustic Diagnosis*. INTRONAC-7. V.B, pp. 230-237, 1999.
 20. Sikorski J.: *Amortyzatory pojazdów samochodowych – budowa, badania, naprawa*. WKiŁ, Warszawa 1984.
 21. Sitek K.: *Diagnozowanie samochodów w zakresie bezpieczeństwa jazdy*. Spółka wydawnicza „AS”, Piła 1992.
 22. Stańczyk T. L., Strachowski P.: *O możliwości ulepszenia metody badania amortyzatorów wg zaleceń EUSAMA*. II Konferencja Problemy Bezpieczeństwa w Pojazdach Samochodowych, Kielce 2000, str. 235-240.
 23. Warczek J.: *„Sygnały drganiowe jako miary diagnostyczne amortyzatorów samochodów osobowych”* Rozprawa doktorska Politechnika Śląska Wydział Transportu, Katowice 2004r.
 24. Warczek J.: *Variation of energy vibrations in aspect of diagnostics parts of car suspensions*. Pernest Contact 2004. Pardubice, Slovakia Maszyn i Komitetu Transportu PAN.



Prof. nz. dr hab. inż.
Janusz GARDULSKI
jest pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zainteresowania badawcze: diagnostyka wibroakustyczna, dynamika zawiesz

pojazdów samochodowych, modelowanie nieliniowych obiektów mechanicznych, minimalizacja hałasu i drgań w obiektach technicznych. Jest autorem i współautorem 3 monografii, książek i skryptów, ok. licznych artykułów opublikowanych w czasopiśmie i materiałach konferencyjnych. Członek PTPE, PTDT, oraz różnych sekcji Komitetu Budowy Maszyn i Komitetu Transportu PAN.