



Article citation info:

Konieczny, Ł. Analysis of the vibration of the vehicle body with the elimination of the influence of tires. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 2015, **88**, 87-94. ISSN: 0209-3324. DOI: 10.20858/sjsutst.2015.88.8.

Łukasz KONIECZNY¹

ANALYSIS OF THE VIBRATION OF THE VEHICLE BODY WITH THE ELIMINATION OF THE INFLUENCE OF TIRES

Summary. The article presented the results of vibration measurements of selected elements of the vehicle during the test vibration carried out on a bench with a harmonic kinematic extortion. The results of research carried out for the car when replacing tire and wheels steel tripod eliminating the influence of elasticity and damping tires. The tests were performed at various values of the shock absorber fluid filling (from 100% to 50% of the shock absorber fluid). For registered vibration acceleration STFT analysis was performed.

Keywords: diagnostics; vibroacoustic signals; vehicle body; tires.

ANALIZA DRGAŃ NADWOZIA POJAZDU Z ELIMINACJĄ WPLYWU PARAMETRÓW OGUMIENIA

Streszczenie. W artykule przedstawiano wyniki pomiarów drgań wybranych elementów pojazdu w czasie testu drganiowego przeprowadzonego na stanowisku z harmonicznym wymuszeniem kinematycznym. Przedstawiono wyniki badań przeprowadzone dla samochodu przy zastąpieniu koła ogumionego stalowym statywem, eliminując wpływ sprężystości i tłumienia ogumienia. Badania zrealizowano przy różnych wartościach napełnienia amortyzatora płynem (od 100% do 50% płynu w amortyzatorze). Dla zarejestrowanych przyspieszeń drgań przeprowadzono analizy STFT.

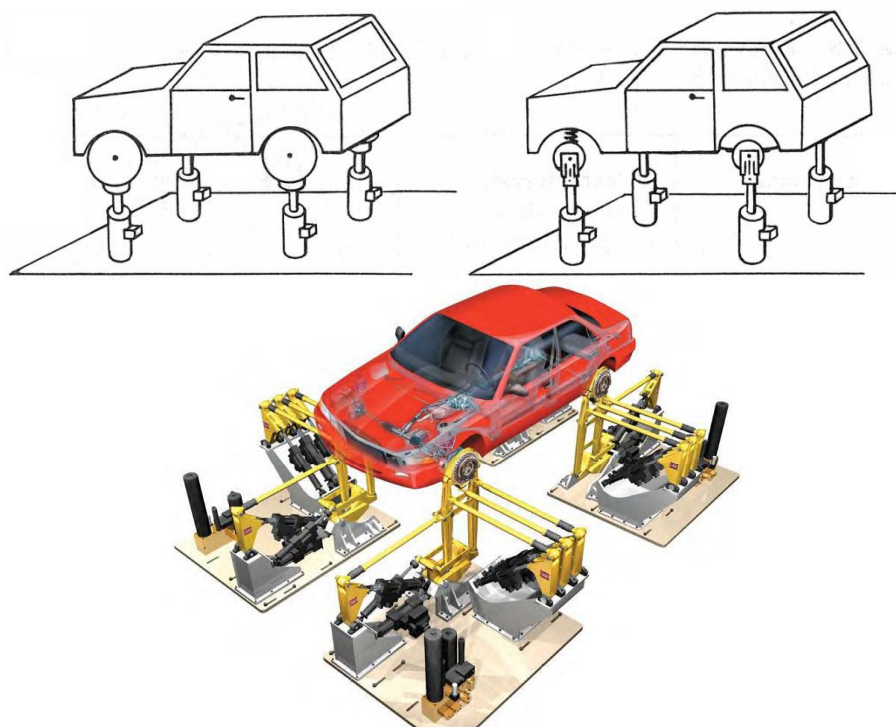
¹ Faculty of Transport, The Silesian University of Technology, Krasińskiego 8 Street, 40-019 Katowice, Poland, e-mail: lukasz.konieczny@polsl.pl

Słowa kluczowe: diagnostyka; sygnały wibroakustyczne; nadwozie pojazdu; ogumienie.

1. WPROWADZENIE

Badania układów zawieszenia pojazdu mogą być realizowane jako całopojazdowe i w przypadku przygotowywania nowego modelu samochodu do produkcji montuje się je w aktualnie wytwarzanym egzemplarzu poprzednika. Drganie testy stanowiskowe [1-10] przyspieszają ocenę konstrukcji i ułatwiają porównanie rezultatów – rys. 1.

Symulatory drogi odwzorowujące zespół wymuszeń działających na pojazd, pochodzących od nawierzchni drogi, buduje się jako symulatory uproszczone – odwzorowujące pionowe siły i przemieszczenia, bądź w wersji złożonej – odwzorowującej trzyosiowy stan obciążeń i przemieszczeń. Symulatory te umożliwiają wyznaczanie dynamicznych charakterystyk zawieszenia i nadwozia, charakterystyk komfortu (płynności jazdy) oraz wyznaczanie wytrzymałości zmęczeniowej nadwozia i elementów wyposażenia samochodu.



Rys. 1. Systemy mocowania samochodu na symulatorze drogi: a) wzбудniki pionowe działają na koła ogumione, b) wzбудniki pionowe działają na piasty kół, c) przykładowy symulator drogi do badania samochodu osobowego działający na piasty, odwzorowujący siły pionowe, boczne i obwodowe [12]

2. OBIEKT BADAŃ I STANOWISKO POMIAROWE

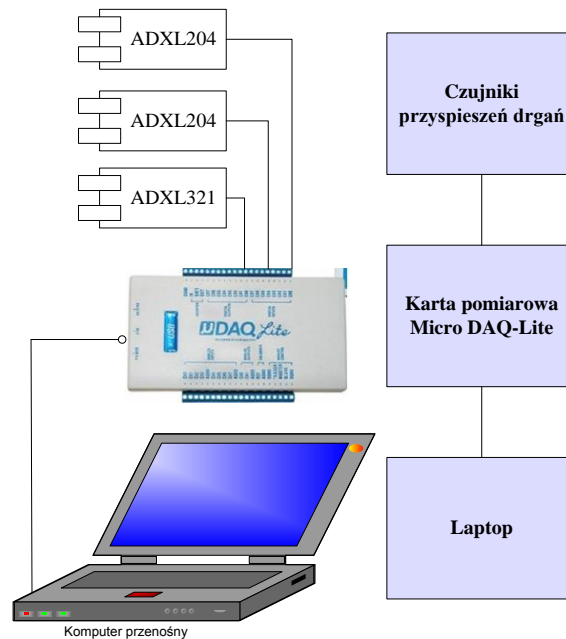
W ramach badań przeprowadzono eksperyment dla przedniego zawieszenia pojazdu marki Skoda Fabia. Zastosowano w nim niezależne zawieszenie kół przednich typu MacPherson, o odlewnych wahaczach dolnych, amortyzatorach teleskopowych podwójnego działania oraz osadzonych mimośrodowo sprężynach śrubowych stożkowych. Drażek skrętny jest

zamocowany za ramą pomocniczą przedniego zawieszenia i połączony bezpośrednio z wahaczami zawieszenia. Badania amortyzatorów zabudowanych w pojeździe przeprowadzono na stanowisku laboratoryjnym wyposażonym we wzбудnik drgań o ciągłej regulacji częstotliwości wymuszenia w zakresie 0÷21 [Hz]. Zastosowano stalowy statyw zespolony z jednej strony z płytą wymuszającą stanowiska, a z drugiej przymocowany do piasty koła – rys. 2. Badania zrealizowano przy różnych wartościach napełnienia amortyzatora płynem (od 100% do 50% płynu w amortyzatorze).



Rys. 2. Widok badanego pojazdu na stanowisku oraz statywu

Samochód wyposażono w pojemnościowe czujniki przyspieszeń, które zamontowano na płycie pomiarowej, wahaczu pojazdu oraz na nadwoziu jak najbliżej osi działania amortyzatora. Sygnał z czujników (ADXL 204, ADXL 321) był przekazywany za pośrednictwem karty próbkującej (μ DAQ Lite) do komputera, gdzie pomiar był zapisywany w postaci pliku. Schemat blokowy toru pomiarowego przedstawia rys. 3.

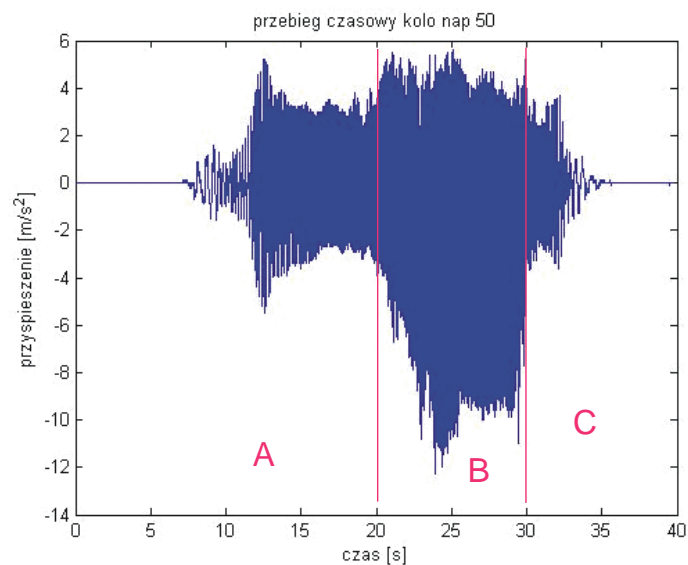


Rys. 3. Tor pomiarowy

3. METODA ANALIZY I WYNIKI BADAŃ

Przykładowy wykres zarejestrowanych przyspieszeń drgań na nadwoziu w punkcie górnego mocowania kolumny McPhersona przedstawia rys. 4. Cykl pomiarowy składał się z trzech etapów:

- rozpędzanie stanowiska od częstotliwości 0 Hz do 18 Hz w czasie około 20 s,
- praca ze stałą częstotliwością około 18 Hz,
- swobodne wygaszanie drgań od częstotliwości 18 Hz do 0 Hz realizowane przez wyłączenie bezpiecznika.



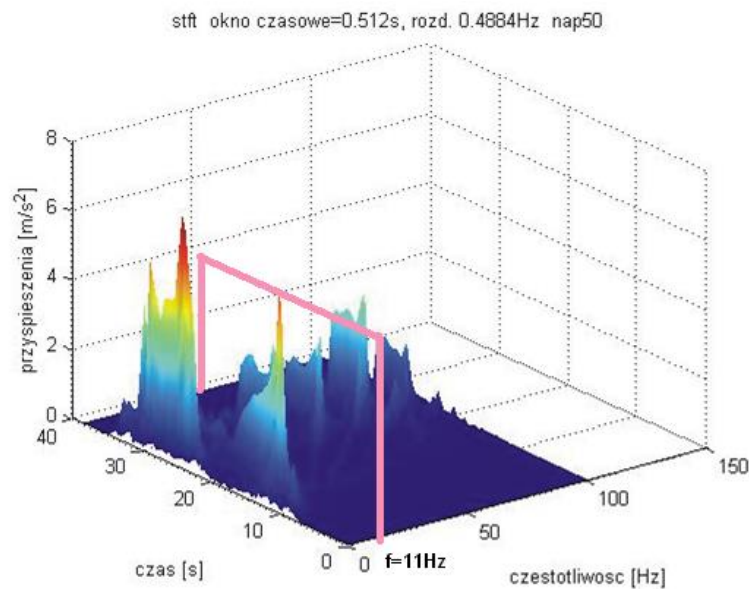
Rys. 4. Przykładowy przebieg czasowy przyspieszeń drgań nadwozia

Sygnaly przyspieszeń drgań wahacza poddano krótkoczasowej transformacie Fouriera, wykorzystując środowisko obliczeniowe MATLAB. W metodzie tej przeprowadza się analizę częstotliwościową kolejnych fragmentów analizowanego sygnału mnożonego przez funkcje okna o stałej szerokości. Rezultatem transformaty jest trójwymiarowe odwzorowanie zachowania się procesu, przedstawiające amplitudę w funkcji czasu i częstotliwości.

W analizie sygnałów niestacjonarnych ma ona postać:

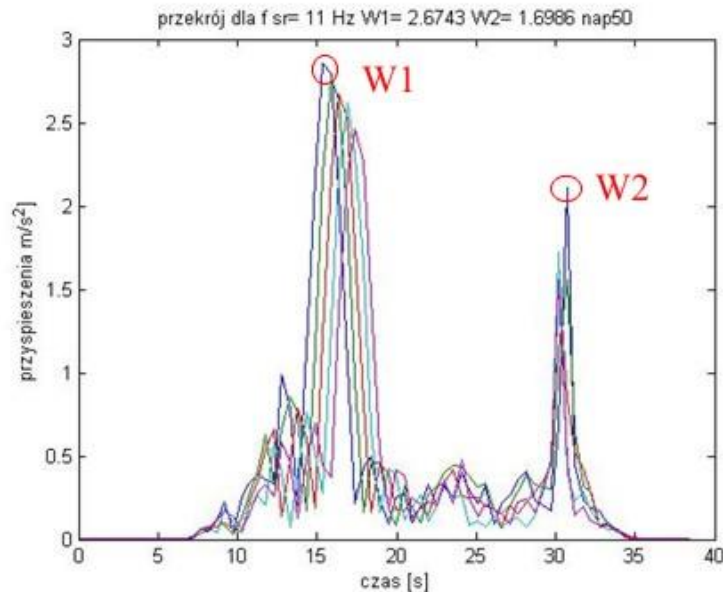
$$S(b, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-j2\pi ft} \cdot w(t-b) dt$$

W metodzie tej przeprowadza się analizę częstotliwościową kolejnych fragmentów analizowanego sygnału mnożonego przez funkcje okna o stałej szerokości: $w(t-b) = const$. Kolejne fragmenty są analizowane niezależnie, składowe widma są związane z czasem. Wadą tej metody jest stała szerokość okna lokalizującego. Ze względu na zależność pomiędzy szerokością okna a rozdzielczością częstotliwościową przy zastosowaniu wąskiego okna czasowego uzyskamy dobrą rozdzielczość czasową, jednak takie okno czasowe oznacza pogorszenie rozdzielczości częstotliwościowej. Tak więc dobór szerokości okna stanowi kompromis rozdzielczości w dziedzinach czasu i częstotliwości. Pewnym wyjściem umożliwiającym poprawę rozdzielczości częstotliwościowej w pojedynczej analizie FFT jest metoda uzupełniania zerami. Proces ten wymaga dodania do oryginalnego przebiegu próbek o zerowej wartości w celu zwiększenia całkowitej liczby próbek. Należy jednak rozważnie stosować to rozwiązanie, ponieważ obowiązuje przy nim prawo malejących zysków. Przy zastosowaniu okna prostokątnego będą występować przecieki widma. Zminimalizowanie ich uzyskuje się przez zastosowanie okien zmniejszających amplitudę (np. trójkątne, Hanninga, Hamminga itd.). Dla przeskalowanych sygnałów w analizie STFT zastosowano okno prostokątne o interwale czasowym $\Delta t = 0,5$ s. Uzyskano widma czasowo-częstotliwościowe o rozdzielczości częstotliwościowej rzędu 0,5 Hz – rys. 5.



Rys. 5. Przykładowe widmo czasowo-częstotliwościowe STFT

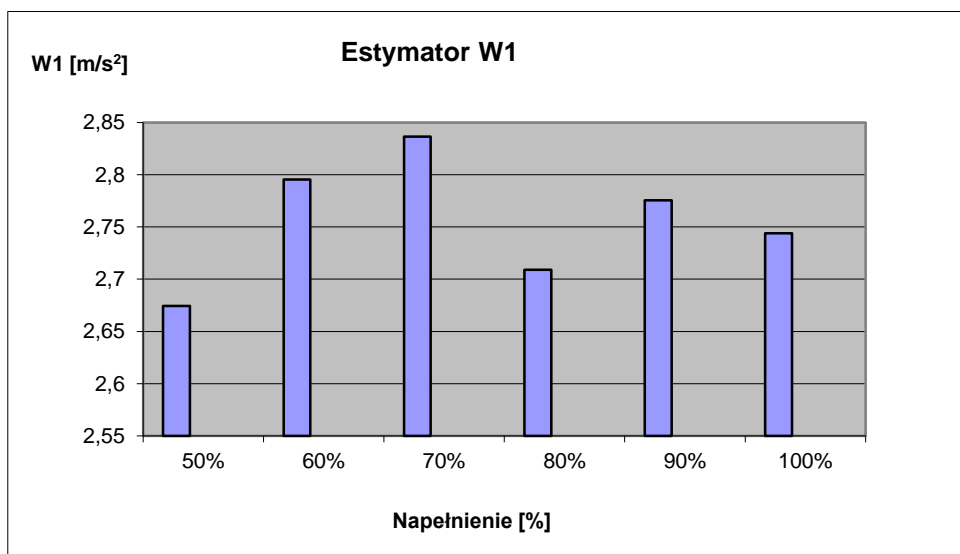
W celach porównawczych, mimo iż wyeliminowano częściowo wpływ mas nieresorowanych (koło wraz z oponą), analizę przeprowadzono dla wybranej częstotliwości bliskiej 11 Hz. Dla tej częstotliwości w zakresie ± 1 Hz wyodrębniono przebiegi czasowe – rys. 7.



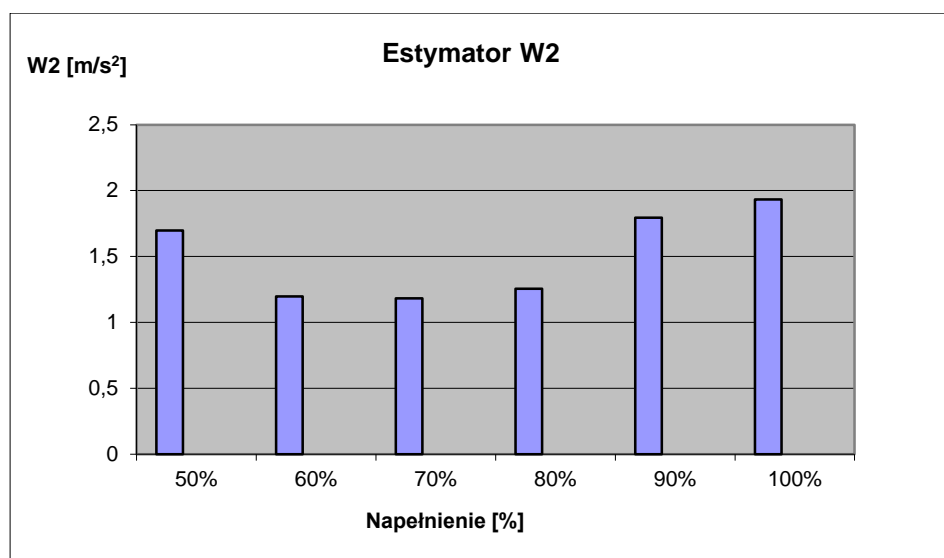
Rys. 6. Przykładowy wykres dla analizowanej częstotliwości

Wykres z rys. 6 obrazuje średnie wartości maksymalnych przyspieszeń mas nieresorowanych dla pasma o częstotliwości środkowej 11 Hz. Dla wybranego wycinka zawierającego to pasmo określono następujące estymatory: współczynnik W1 (średnia maksymalnych amplitud dla rozpędzania) oraz współczynnik W2 (średnia maksymalnych amplitud dla wygasania drgań).

Trójwymiarowe widma, otrzymane w wyniku analizy STFT, są w tej postaci trudne do wykorzystania w ocenie stanu technicznego amortyzatorów. Wyznaczono więc estymatory W1 i W2 pozwalające określić wartość przyspieszeń drgań mas resorowanych w analizowanym paśmie – rys. 7 i 8).



Rys. 7. Zestawienie wartości dla estymatora W1



Rys. 8. Zestawienie wartości dla estymatora W2

4. PODSUMOWANIE

Przyjęte estymatory W1 i W2 opierające się na wartościach maksymalnych w danym paśmie (częstotliwość środkowa 11 Hz) nie wykazują zmian monotonicznych w funkcji ubytku płynu amortyzatorowego. Celowe są: poszerzenie zakresu badań i dalsze poszukiwania estymatorów opartych na analizach sygnałów wibroakustycznych w innych pasmach umożliwiającących ocenę stanu technicznego elementów tłumiących zawieszenia pojazdu samochodowego przy wymuszeniu działającym bezpośrednio na piastę koła.

References

1. Burdzik Rafał. 2013. "Research on structure and directional distribution of vibration generated by engine in the location where vibrations penetrate the human organism". *Diagnostyka* 14(2): 57-61.
2. Burdzik Rafał. 2013. "Material vibration propagation in floor pan". *Archives of Materials Science and Engineering. AMSE* 59: 22-27.
3. Burdzik Rafał. 2013. "Research on the influence of engine rotational speed to the vibration penetration into the driver via feet - multidimensional analysis". *Journal of Vibroengineering* 15(4): 2114-2123.
4. Burdzik Rafał, Łukasz Konieczny, Bogusław Łazarz. 2012. „Influence of damping characteristics changes on vehicles vibration research”. In *The 19th International Congress on Sound and Vibration. ICSV 19*: 2852-2861. 8-12 July 2012, Vilnius, Lithuania. Vilnius: International Institute of Acoustics & Vibration. 2013. Vol. 4.
5. Chiliński Bogumił. 2011. „Badania eksperymentalne układu łożyskowego z bieżnią pośrednią”. [In Polish: “Experimental studies of the bearing of an intermediate track”]. *Zeszyty Naukowe AMW* 185A: 67-74.
6. Dąbrowski Zbigniew, Piotr Deuszkiewicz. 2013. “Nonlinear dynamic model of a carbon-epoxy composite structure”. In *20th International Congress on Sound & Vibration ICSV 20*. 7÷11.07.2013, Bangkok.

7. Konieczny Łukasz, Rafał Burdzik, Bogusław Śleziak. 2009. „Usage Short Time Fourier Transform in identification of vehicle shock absorber technical conditions researched by force vibration method”. *Problemy Transportu* 4(3): 71-77.
8. Konieczny Łukasz, Rafał Burdzik, Bogusław Łazarz. 2012. „The influence of changing vehicle tire stiffness on phase angle”. In *The 19th International Congress on Sound and Vibration. ICSV 19*. July 08-12, 2012, Vilnius, Lithuania. Book of abstracts, D. Ciplys (Ed.). Vilnius: International Institute of Acoustics and Vibration.
9. Konieczny Łukasz, Rafał Burdzik, Bogusław Łazarz. 2013. „Application of the vibration test in the evaluation of the technical condition of shock absorbers built into the vehicle”. *Journal of Vibroengineering* 15(4): 2042-2048.
10. Peruń Grzegorz, Jan Warczek, Rafał Burdzik, Bogusław Łazarz. 2014. „Simulation and laboratory studies on the influence of selected engineering and operational parameters on gear transmission vibroactivity”. *Key Engineering Materials* 588: 266-275.
11. Zieliński Tomasz. 2005. *Cyfrowe przetwarzanie sygnałów od teorii do zastosowań*. [In Polish: *Digital signal processing from theory to application*]. Warszawa: WKiŁ.
12. MTS. “Automotive Durability Testing”. Available at: <http://www.mts.com/en/products/application/ground-vehicles/full-vehicles/durability/index.htm>.

Received 02.08.2014; accepted in revised form 15.04.2015



Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License