

*dynamika pojazdów, dynamika zawieszzeń,
obciążenia dynamiczne kół, zawieszenie półaktywne,
metoda EUSAMA, amortyzatory o zmiennym tłumieniu*

Grzegorz ŚLASKI¹
Hubert PIKOSZ²

WPŁYW ZMIAN TŁUMIENIA W ZAKRESIE ZMIENNOŚCI CHARAKTERYSTYKI AMORTYZATORA NA PIONOWE OBCIĄŻENIA DYNAMICZNE KÓŁ

W artykule przedstawiono wyniki badań pionowych dynamicznych obciążeń kół w zależności od zmian poziomu tłumienia zawieszenia dokonywanych z wykorzystaniem amortyzatorów o zmiennym w sposób ciągły tłumieniu, realizowanym za pomocą zaworów obejściowych.

Artykuł przedstawia kolejno zadania zawieszenia, definicje obciążeń dynamicznych kół samochodu, metodykę badań i zastosowane stanowisko badawcze oraz czujniki. W końcowej części artykułu przedstawiono wyniki badań, zinterpretowano je i porównano z wynikami uzyskanymi przez innych badaczy.

THE INFLUENCE OF DAMPING CHANGES IN LIMITS OF SHOCK ABSORBER'S CHARACTERISTICS ON DYNAMIC LOADS OF VEHICLE WHEELS

In this paper results of tests of vertical dynamic wheel loads due to changes of suspension damping level are presented. These changes of damping level were performed using semi-active shock absorbers with by-pass valve.

Article presents suspension goals, definition of dynamic loads of vehicle wheel, methods of test with information about used apparatus and sensors. At the end results are presented, interpreted and compared with other researcher results.

1. WSTĘP

Zawieszenie samochodu z punktu widzenia dynamiki pionowej stanowi układ dynamiczny o dwóch stopniach swobody. Jeden stopień związany jest z ruchem masy tzw. resorowanej odpowiadającej w dużej mierze części przypadającej na dane zawieszenie

¹ Politechnika Poznańska, adiunkt w Instytucie Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, WMRI, Politechnika Poznańska tel.: 061 6652 222, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, e-mail: grzegorz@slaski.eu, Grzegorz.Slaski@put.poznan.pl

² Politechnika Poznańska, adiunkt w Instytucie Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, WMRI, Politechnika Poznańska tel.: 061 6652 709, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, e-mail: Hubert.Pikosz@put.poznan.pl

sposób pośredni mierząc siły w innych miejscach układu zawieszenia – np. przy pomocy specjalnie zaprojektowanych przetworników sił przenoszonych przez koło (



Wielkość	Mierzona wielkość	jedn.	Zakres pomiarowy
Siła	Siła F_x	kN	-20...20
	Siła F_y	kN	-15...15
	Siła F_z	kN	-20...20
Moment	Moment M_x	kN·m	-4...4
	Moment M_y	kN·m	-4...4
	Moment M_z	kN·m	-4...4
Rozmiar obręczy koła	-	cal	14...19

Rys. 2). Jest to jednak bardzo kosztowny czujnik.



Wielkość	Mierzona wielkość	jedn.	Zakres pomiarowy
Siła	Siła F_x	kN	-20...20
	Siła F_y	kN	-15...15
	Siła F_z	kN	-20...20
Moment	Moment M_x	kN·m	-4...4
	Moment M_y	kN·m	-4...4
	Moment M_z	kN·m	-4...4
Rozmiar obręczy koła	-	cal	14...19

Rys. 2 Przykład przetwornika sił przenoszonych przez koło dla samochodu osobowego [1]

Inną metodą, wykorzystaną do pomiarów zmian nacisku pionowego koła na podłoże, jest metoda stosowana w badaniach kontrolnych zawieszenia samochodu, mających na celu ocenę poziomu tłumienia w zawieszeniu na podstawie pomiaru minimalnej wartości nacisku pionowego w fazie rezonansu masy nieresorowanej.

Metoda taka została opracowana przez stowarzyszenie European Shock Absorber Manufacturers Association (EUSAMA) w 1971 roku. Badanie wg tej metody polega na pomiarze chwilowej wartości nacisku pionowego na płytę pomiarową, na której stoi koło badanego pojazdu i analizie uzyskiwanej wartości określonej mianem wskaźnika EUSAMA a będącej w istocie zarejestrowanym podczas drgań gasnących zawieszenia minimum wartości: $(F_{stat} - F_{dyn})/F_{stat}$.

Możliwe jest także w ocenie poziomu obciążeń dynamicznych ocenianie maksymalnej wartości tych obciążeń: F_{dyn_max} lub stosunku tej wartości do obciążenia statycznego: F_{dyn_max}/F_{stat} .

Ze względu na związek obciążeń dynamicznych koła z ugięciem ogumienia wykorzystywać można także pomiar ugięcia opony lub przy siłowym wymuszeniu (metoda BOGE) pomiar ugięcia sprężyny wymuszającej ruch płyty najazdowej stanowiska i koła.

3. STANOWISKO BADAWCZE

Metoda EUSAMA to metoda polegająca na kinematycznym pobudzeniu koła jezdnego do drgań pionowych o stałej amplitudzie z przedziału 2 do 4 mm (w przypadku wykorzystanego urządzenia była to wartość 3 mm) i częstotliwości zmieniającej się od wartości początkowej wynoszącej około 25 Hz (dla wykorzystanego urządzenia zarejestrowano wartość 24,45 Hz), a więc leżącej powyżej częstotliwości rezonansowej badanego układu, do zera.

Po rozpedzeniu układu wymuszającego do drgań o stałej częstotliwości początkowej, następuje wyłączenie silnika napędzającego. Płyta drga nadal z tą samą amplitudą, częstotliwość zaś maleje w tempie tym mniejszym im większy jest moment bezwładności mas wirujących i związanych z nim mas wykonujących ruch postępowy. Zamontowany w układzie czujnik tensometryczny i układ elektroniczny służą do pomiaru siły nacisku koła jezdnego na płytę stanowiska. Schemat stanowiska przedstawiono na Rys. 3a.

Na zdjęciu przedstawionym na rys. 3b pokazano układ wymuszający w postaci silnika elektrycznego, koła zamachowego oraz wału podpartego w łożyskach. Do tego wału umocowane są mimośrodowo podpory kolejnych łożysk których ruch zamieniony zostaje poprzez odpowiedni system prowadzenia podpór na ruch pionowy o amplitudzie ± 3 mm.

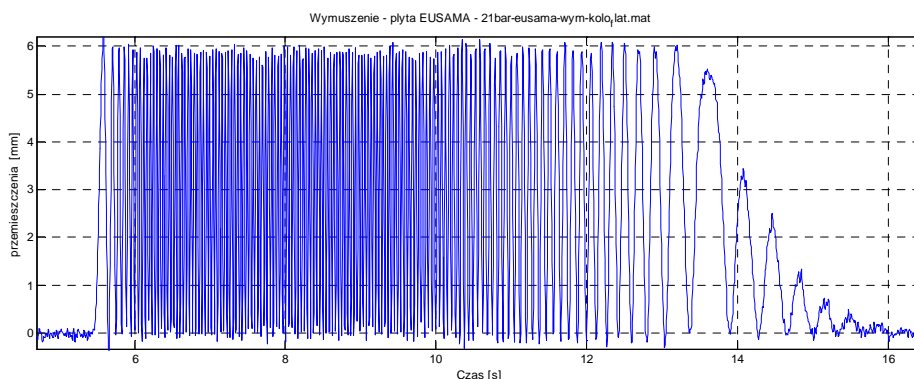


Rys. 3 Stanowisko wykorzystujące metodę EUSAMA: a) schemat, b) widok częściowo zdemontowanego urządzenia - na pierwszym planie widok silnika z kołem zamachowym a dalej widoczne dwa czujniki siły do których mocowana jest płyta wymuszająca

Podpory te sprężynami ściągane są w dół, a na ich górnej powierzchni zamocowano tensometryczne czujniki siły pracujące na zginanie.

Do tych czujników siły umocowane są płyty najazdowe wykonane ze stopu aluminium, dając w efekcie minimalny wpływ sił bezwładności tych płyt na wykonywany pomiar dynamiczny.

Na rys. 4 pokazano zarejestrowane zmiany wymuszenia podczas pojedynczego cyklu badania wg metody EUSAMA.



Rys. 4. Przebieg zmian wymuszenia podczas badania wg metody EUSAMA

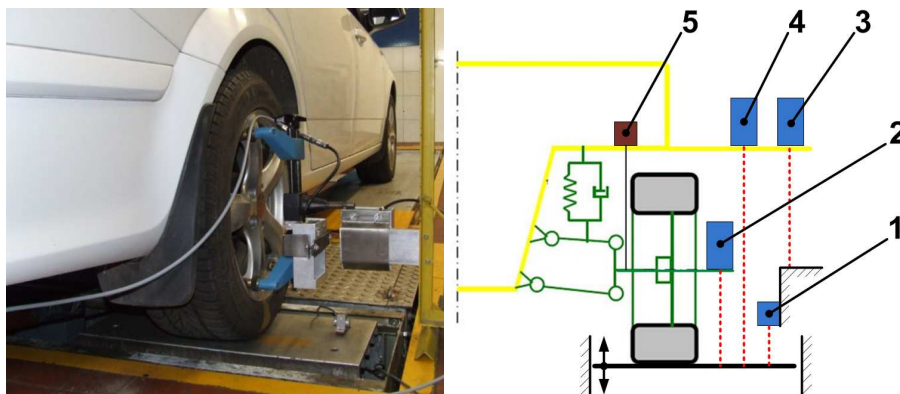
W końcowym przebiegu widać zrealizowanie niepełnej amplitudy co wynika z faktu, iż energia kinetyczna zgromadzona w kole zamachowego stanowiska nie pozwala na pełen obrót koła zamachowego i uniesienie płyty najazdowej wraz z kołem i pokonanie sił w zawieszeniu wynikających z ciężaru samochodu oraz sił sprężystości i tłumienia.

Powoduje to niemożność prowadzenia badania w zakresie drgań rezonansowych nadwozia. Badanie oparte jest na analizie drgań w fazie rezonansu masy nieresorowanej.

4. DODATKOWY SYSTEM POMIAROWY

Oprócz analizy minimalnej siły nacisku przeanalizowano także ugięcia opony, ruch masy nieresorowanej oraz ugięcia zawieszenia. W tym celu na stanowisku badawczym zastosowano pomiar przemieszczeń przy pomocy czujników laserowych oraz linkowych zamontowanych w samochodzie badawczym. W różnych konfiguracjach czujniki mierzyły:

- wariant I - przemieszczenia nadwozia, ugięcia zawieszenia i opony,
- wariant II - przemieszczenia nadwozia, ugięcia zawieszenia i przemieszczenia płyty wymuszającej drgania,
- wariant III - przemieszczenia nadwozia, przemieszczenia koła i ugięcia zawieszenia.



Rys. 5. Pomiar przemieszczeń wymuszenia i ugięć opony wraz z pomiarem ugięcia zawieszenia: 1 - pomiar przemieszczeń płyty wymuszającej, 2 - pomiar ugięcia opony, 3 - pomiar bezwzględnych przemieszczeń nadwozia, 4 - pomiar przemieszczeń nadwozia względem płyty wymuszającej (1...4 laserowe czujniki przemieszczeń), 5 - pomiar ugięcia zawieszenia (linkowy czujnik przemieszczeń)

5. ZAKRES I WYNIKI BADAŃ

Badania przeprowadzono dla osi tylnej samochodu o masie własnej powiększonej o masę aparatury pomiarowej i dwóch akumulatorów oraz w drugim wariancie samochodu dodatkowo obciążonego kompletem pasażerów tylnych siedzeń. Odpowiadało to masie przypadającej na jedno koło w pierwszym przypadku równej ok. 315 kg, a w drugim ok. 406 kg.

Badania wykonano dla 8 poziomów prądu sterującego – od wartości 0A odpowiadającej największemu poziomowi tłumienia, poprzez kolejno zwiększane poziomy 0,43 A; 0,62 A; 0,8 A; 1,0 A; 1,2 A, 1,4 A i 1,6 A (tłumienie najmniejsze). Poziom 0,8 A zbliżony jest do tłumienia amortyzatora pasywnego.

Dla każdego pomiaru zarejestrowano wartość wskaźnika EUSAMA oraz wyznaczonej częstotliwości drgań własnych masy nieresorowanej.

Wyniki badań po obliczeniu wartości średniej z 3 pomiarów zebrano w tabeli 1. Wartości bezwymiarowego współczynnika tłumienia γ obliczone zostały dla trzech różnych prędkości ze względu na nieliniowość charakterystyki amortyzatora, posiadającej wyższe wartości współczynnika tłumienia przy małych prędkościach, a niższe przy wyższych.

Tab. 1. Wyniki badań na stanowisku metody EUSAMA

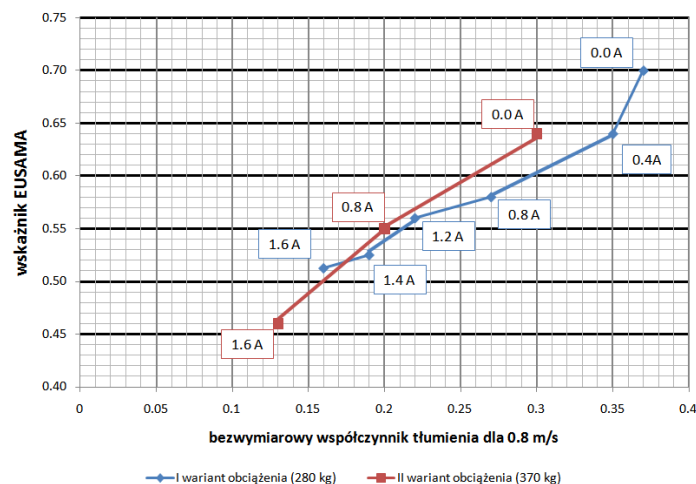
masa przypadająca na badaną oś	masa resorowana ćwiartki pojazdu	prąd sterujący zaworem amortyzatora	γ - bezwymiarowy współczynnik tłumienia			słowne określenie charakterystyki amortyzatora	wskaźnik EUSAMA minimum (F_{dyn}/F_{stat})	częstość drgań własnych masy nieresorowanej
			γ dla 0,2 m/s	γ dla 0,5 m/s	γ dla 0,8 m/s			
kg	kg	A	-	-	-	-	-	Hz
I wariant obciążenia								
635	282.5	0	0.7	0.49	0.37	twardy	0.70	19
630	280	0.43	0.57	0.45	0.35		0.64	16
635	282.5	0.62	b.d.	b.d.	b.d.		0.62	16
625	277.5	0.8	0.4	0.35	0.27	średni	0.60	15.5
635	282.5	1.01	b.d.	b.d.	b.d.		0.58	16
635	282.5	1.21	0.35	0.27	0.22		0.56	16
640	285	1.4	0.28	0.24	0.19		0.53	15
625	277.5	1.6	0.25	0.18	0.16	miękki	0.51	15
II wariant obciążenia								
815	372.5	0	0.56	0.38	0.3	twardy	0.64	16
810	370	0.8	0.31	0.26	0.2	średni	0.55	15
815	372.5	1.6	0.21	0.16	0.13	miękki	0.46	14,5

W publikacji [2] szczegółowo przeanalizowano i przedstawiono wpływ zmian sygnału sterującego, prędkości pracy amortyzatora i obciążenia pojazdu na wartości bezwymiarowego współczynnika tłumienia γ .

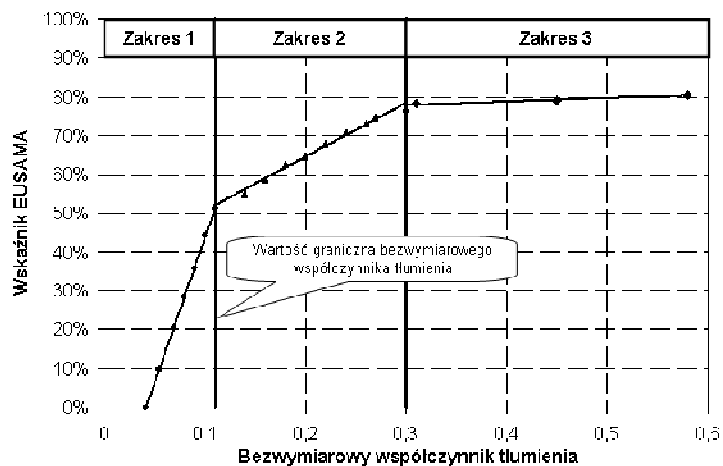
Wynikające z uzyskanych wyników zmiany wskaźnika EUSAMA przedstawiono na rysunku 6.

W badaniach, w których zmieniono obciążenie samochodu uzyskując tym samym zmianę poziomu bezwymiarowego współczynnika tłumienia uzyskano wynik porównywalny z mniejszym tłumieniem przy samochodzie nieobciążonym. Wyniki pokrywają się, jeśli porównane są przy uwzględnieniu bezwymiarowego współczynnika tłumienia, a nie tylko poziomu wysterowanego tłumienia w amortyzatorze.

Wskazuje to na zmienność warunków pracy zawieszenia powodowaną normalnymi warunkami eksploatacji samochodu co potwierdza wyniki uzyskane w analizie prowadzonej podczas badań zmienności obciążenia eksploatacyjnego samochodu [3] oraz wynikami zmian wskaźnika EUSAMA wraz z pogarszaniem się względnego poziomu tłumienia amortyzatora przedstawionymi na rys 7 na podstawie [4]. Podobną zależność przedstawiono w pracy [5].



Rys. 6. Pomiar przemieszczeń wymuszenia i ugięć opony wraz z pomiarem ugięcia zawieszenia



Rys. 7 Zmienność wskaźnika EUSAMA wraz ze zmianą bezwymiarowego współczynnika tłumienia powodowaną zużyciem amortyzatorów (na podstawie [4])

Wykorzystując możliwość pomiaru ugięcia opony w próbie stanowiskowej zbadano jego zmienność wraz ze zmianami poziomu tłumienia.

Na podstawie analizy uzyskanych wyników dokonano ich zestawienia w tab.2. Widać, że wraz ze spadkiem tłumienia amplituda rośnie. Znając wartość minimalnych sił nacisku koła na płytę pomiarową oraz maksymalnych ugięć opony można oszacować sztywność pionową (promieniową) opony.

Tab. 2. Zestawienie ugięć opony

prąd sterujący amortyzatora	z_koła min [mm]	z_koła max [mm]	Skok [mm]	amplituda w [mm]	Wskaźnik EUSAMA	F_{dyn}/F_{stat}	F_{dyn} [N]	szywność opony [kN/m]
0a	-5.18	4.46	9.64	4.82	0.7	0.3	927	207
0.8 a	-6.04	5.26	11.3	5.65	0.6	0.4	1236	235
1.6 a	-6.95	6.25	13.2	6.6	0.51	0.49	1514	242

6. PODSUMOWANIE

Przedstawione badania i ich wyniki pozwoliły poznać zakres zmienności poziomu obciążeń dynamicznych koła oszacowanych metodą stosowaną w badaniach kontrolnych stanu technicznego zawieszenia, dla zawieszenia wyposażonego w amortyzatory o zmiennym poziomie tłumienia.

Stwierdzono, że dostępny zakres zmienności tłumienia nie wykracza poza zakres typowych wartości stosowanych w zawieszeniach o nastawach od komfortowych do sportowych, oferując jednocześnie wybór tego poziomu w czasie rzeczywistym.

Zastosowanie amortyzatorów o zmiennym tłumieniu pozwoliło także przebadać wpływ zmian poziomu tłumienia na zmiany parametru diagnostycznego jakim jest wskaźnik EUSAMA z zachowaniem dokładnie takiej samej konfiguracji pojazdu, jego zawieszenia i sposobu umieszczenia na stanowisku badawczym, co byłoby trudne w badaniach polegających na prowadzeniu badań na różnych obiektach lub tym samym w pewnych odstępach czasu dla zaobserwowania wpływu zużycia amortyzatorów.

Uzyskane wyniki pokazują także, że ta metoda badań kontrolnych niejako „z definicji” nie jest metodą dokładną, a jedynie szacunkową, co wynika z dużego rozrzutu możliwych konfiguracji parametrów zawieszonych różnych pojazdów.

7. BIBLIOGRAFIA

- [1] Applications: Measuring and analyzing pressure, force and acceleration [online], KISTLER, [dostęp 07.2010], <http://www.kistler.com>,
- [2] Ślaski G.: *Damping parameters of suspension of a passenger vehicle equipped with semi-active dampers with a bypass valve*, materiały konferencji: IInd INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE “TRANSPORT PROBLEMS’2010”, KATOWICE-KRAKÓW, 8-11 JUNE 2010
- [3] Pikosz H., Ślaski G.: *Problem zmienności obciążenia eksploatacyjnego pojazdu w doborze wartości tłumienia w zawieszeniu*, ARCHIWUM MOTORYZACJI, 1/2010, str. 35-44
- [4] Calvo J. A., Díaz V., San Román J. L., García-Pozuelo D.: *Influence of shock absorber wearing on vehicle brake performance*, International Journal of Automotive Technology, V. 9, Nr 4
- [5] Lozia Z. (red.), *Diagnostyka samochodowa - laboratorium*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2007