

Jerzy KUPIEC¹
Grzegorz ŚLASKI²

zawieszenie samochodu, diagnostyka amortyzatorów, tłumienie,

WPLYW SIŁY TŁUMIENIA AMORTYZATORA NA OBCIĄŻENIA DYNAMICZNE KÓŁ I WYNIKI BADAŃ KONTROLNYCH ZAWIESZENIA METODAMI DRGAŃ WYMUSZONYCH

Badanie amortyzatorów w ramach badań kontrolnych stanu technicznego samochodów daje wynik wyrażony w procentach. Jest on często błędnie odbierany jako wynik procentowego stanu sprawności amortyzatora.

Z punktu widzenia bezpieczeństwa jazdy zagadnienie oceny pracy zawieszenia pod kątem jakości tłumienia sprowadza się w praktyce do określenia wpływu tłumienia w zawieszeniu na wielkość amplitud obciążeń dynamicznych kół.

Autorzy przedstawili analizę teoretyczną tej zależności oraz wyniki praktycznych badań laboratoryjnych wykonanych z użyciem kilku amortyzatorów o różnym stanie technicznym, dla których wykonano badania ich charakterystyki tłumienia w stanie wymontowanym oraz badania kontrolne na stanowisku do badania stanu zawieszenia z amortyzatorami zamontowanymi w samochodzie.

W podsumowaniu przedstawiono wnioski dotyczące uzyskanych wyników badań laboratoryjnych wraz z odniesieniem do wyników analizy teoretycznej oraz pewnej niepewności dotyczącej interpretacji wyników badań na różnych urządzeniach.

INFLUENCE OF SHOCK ABSORBER DAMPING FORCE ON TIRE FORCE AND RESULTS OF TESTS MADE WITH USE OF SUSPENSION TESTERS EMPLOYING THE RESONANCE PRINCIPLE

Testing shock absorbers during technical inspections gives results presented in percent. It is often thought to be percent of level of the shock absorber effectiveness.

To make the evaluation of safety it is important to find the influence of suspension damping on amplitudes of vertical contact force between tire and road.

The authors presented some theoretical analysis and results of practical laboratory tests of some shock absorbers in different condition. There were made tests of damping force for shock absorbers removed from car and tests with use of suspension and shock absorbers testers employing resonance principle.

At the end conclusions are presented concerning theoretical analysis and practical tests and some of uncertainty how to interpret the test results with use of various testers.

¹ Politechnika Poznańska, Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, 061 6652 880, e-mail: Jerzy.Kupiec@put.poznan.pl

² Politechnika Poznańska, Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, 061 6652 222, 775, e-mail: grzegorz@slaski.eu

1. WPROWADZENIE

Zawieszenia samochodu spełnia dwie ważne funkcje – zapewnia komfort jazdy pasażerów i bezpieczeństwo związane z utrzymywaniem potencjału uzyskania wysokich wartości sił stycznych (wzdłużnych i poprzecznych).

Konstruktorzy zawieszzeń dobierając parametry elementów zawieszzeń mają pewien problem z doбором parametrów takich jak sztywność elementów sprężystych i tłumienie elementów dyssypacyjnych jakimi są na ogół hydrauliczne tłumiki drgań nazywane amortyzatorami. Trudność wynika ze sprzecznych obszarów uzyskiwania optymalnego wpływu dobranych parametrów na komfort i bezpieczeństwo.

Komfort oceniany jest najczęściej na podstawie przyspieszeń drgań na nadwoziu lub na siedzisku pojazdu adekwatnie do miejsca styku danych części ciała z drgającymi elementami pojazdu. Choć przyjęte są pewne normy to budzą one nadal pewne wątpliwości ze względu na subiektywność odczuwania drgań.

Bardziej precyzyjnie określić można wpływ doboru parametrów zawieszzenia na bezpieczeństwo aczkolwiek wpływ też nie jest do końca jednoznaczny ze względu na zmienność wymuszeń spotykanych na drogach.

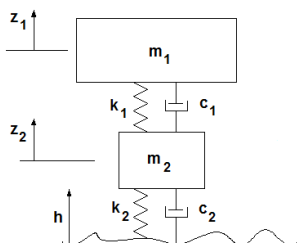
2. OCENA WPLYWU TŁUMIENIA NA BEZPIECZEŃSTWO

2.1 Kryteria oceny bezpieczeństwa w pracy zawieszzenia

W stojącym pojeździe nacisk koła na nawierzchnię drogi F_{stat} wynika z rozkładu masy na poszczególne osie i strony pojazdu – innymi słowy zależy od położenia środka ciężkości. Podczas jazdy ze względu na wykonywanie przez nadwozie i koła ruchu drgającego dochodzi do ich względnego przemieszczania względem siebie jak i obu mas względem nawierzchni drogi. Szczególnie ruch koła zmieniający statyczne ugięcie opony pełniące rolę elementu sprężystego prowadzi do zmiany siły pionowej przenoszonej w danej chwili przez oponę. Zmiany tej siły wynikające z ruchu kół (masy nieresorowanej) czyli dynamicznych ugięć opony, nazywane obciążeniami dynamicznymi F_{dyn} , mogą w krytycznym przypadku osiągnąć wartość równą obciążeniu statycznemu koła F_{stat} i doprowadzić do tego że chwilowy nacisk koła na nawierzchnię drogi $F_{stat} - F_{dyn}$ osiągnie wartość równą zeru.

W tej sytuacji maksymalna możliwa do przeniesienia wartość sił stycznych, powiązanych z siłą pionową przez współczynnik przyczepności zależnością $F_{x,y} = F_z \cdot \mu$ również spadnie do zera nie dając kierowcy możliwości wywierania sił hamowania, napędowych czy też poprzecznych związanych z zachowaniem stateczność i kierowność samochodu.

Do analizy pracy zawieszzenia można przyjąć uproszczony zastępczy model zawieszzenia ćwiartki samochodu przedstawiony na rysunku 1, scharakteryzowany przez zestaw parametrów: m_1 - masa resorowana, m_2 - masa nieresorowana, k_1 - sztywność zawieszzenia, k_2 - sztywność opony, c_1 - współczynnik tłumienia amortyzatora, c_2 - współczynnik tłumienia opony.



Rys. 1. Liniowy dwumasowy model zawieszenia ćwiartki pojazdu

Zakładając, że wymuszenie działające na zawieszenie ćwiartki pojazdu można opisać za pomocą przemieszczenia h , natomiast przemieszczenia i prędkości nadwozia oraz koła stanowią zmienne opisujące stan układu i zostały oznaczone odpowiednio przez z_1, \dot{z}_1 oraz z_2, \dot{z}_2 możemy przyjąć, że da się opisać następujące kryteria istotne dla oceny pracy zawieszenia:

- dla oceny izolacji pasażerów i ładunku to kryteria oceny drgań. Mogą to być analizowane w pasmach częstotliwościowych poziomy wartości skutecznych amplitud przyspieszeń pionowych masy resorowanej \dot{z}_1 lub dokładniej siedziska kierowcy lub pasażerów.
- dla oceny utrzymywania małej wartości obciążeń dynamicznych kół może to być maksymalna wartość tych obciążeń F_{dyn_max} w najbardziej niekorzystnym paśmie częstości drgań lub też poziom tej wielkości odniesiony do obciążenia statycznego koła F_{dyn_max}/F_{stat} albo też minimalnego dynamicznego nacisku pionowego koła również odniesionego do nacisku statycznego $(F_{stat} - F_{dyn_max})/F_{stat}$ (ten parametr wykorzystywany jest w diagnostyce kontrolnej zawiesznień samochodów jako wskaźnik EUSAMA),
- dla oceny utrzymania ograniczonego skoku kół czy też powiązanego z nim ugięcia zawieszenia można wykorzystać różnicę przemieszczeń koła i nadwozia (masy resorowanej i nieresorowanej): $z_1 - z_2$

2.2 Wpływ tłumienia w zawieszeniu na obciążenia dynamiczne kół

Podczas projektowania zawieszenia w zakresie przedstawionych wyżej kryteriów, konstruktorzy dobierają takie parametry jak sztywność zawieszenia i jego tłumienie. W mniejszym stopniu mają wpływ na sztywność i tłumienie opony oraz na wielkość masy nieresorowanej. W przypadku masy resorowanej decydują o niej inne kryteria niż te związane bezpośrednio z pracą samego zawieszenia.

Charakterystyki tłumienia amortyzatorów stosowanych w pojazdach samochodowych są nieliniowe i niesymetryczne jednak w najprostszy sposób można przybliżyć je jedną wartością liniowego współczynnika tłumienia c_1 .

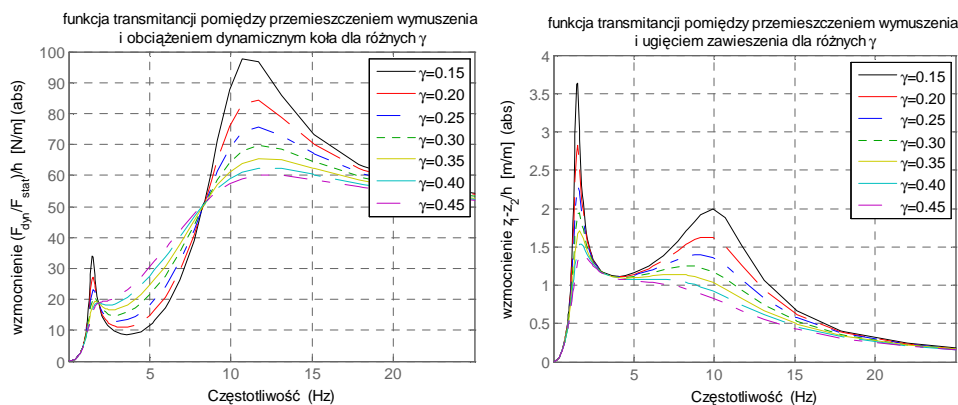
Jego wpływ na pracę danego zawieszenia jest mocno zależny od masy, której ruchy są tłumione oraz od sztywności zawieszenia k_1 , w którym pracuje dany amortyzator. Można

to wyrazić współczynnikiem nazywanym bezwymiarowym współczynnikiem tłumienia zdefiniowanym [1]:

$$\gamma = \frac{c_1}{2\sqrt{k_1(m_1 + m_2)}}$$

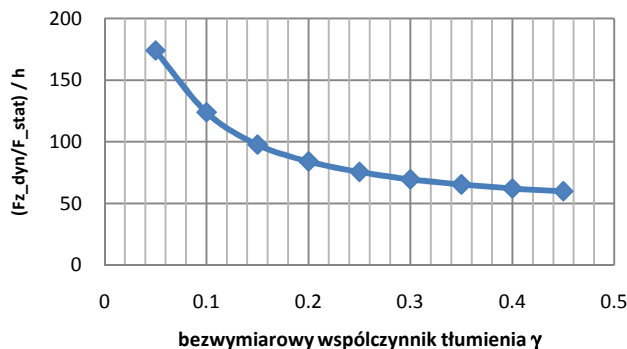
W związku z tym, iż charakter zmian odpowiedzi zawieszenia na wymuszenie w zakresie kryteriów jego pracy jest mocno zależny od częstości samego wymuszenia kinematycznego to najwygodniej jest analizować te odpowiedzi na charakterystykach dynamicznych zawieszonych obrazujących funkcje wzmocnienia między przemieszczeniem wymuszenia a wyjściem, którym mogą być dowolne wielkości, ale adekwatnie do opisanych wcześniej kryteriów. W przyjętej przez autorów analizie najistotniejszym kryterium jest zmiana obciążeń dynamicznych kół i ewentualnie różnica przemieszczeń kół i nadwozia analizowana jako skok zawieszenia.

Dla uzyskania przebiegu charakterystyk odpowiedzi modelu zawieszenia na wymuszenie kinematyczne wykorzystano narzędzia pakietu Matlab/Simulink budując liniowe modele układów zawieszenia z różnymi wyjściami i korzystając z narzędzi pakietu Control Toolbox pozwalających na analizę podstawowych charakterystyk obiektów sterowania. Analizę przeprowadzono w zakresie zmienności spotykanego w konstrukcjach samochodów poziomu bezwymiarowego współczynnika tłumienia - przyjęto za [2] zmiany od 0,15 do 0,45.



Rys. 2. Funkcje wzmocnienia (transmitancje) dla zawieszenia ćwiartki samochodu osobowego przy różnych poziomach bezwymiarowego współczynnika tłumienia γ

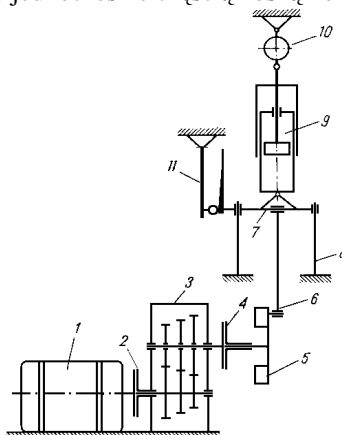
Jak łatwo zauważyć wpływ przyjmowanego poziomu bezwymiarowego tłumienia na wielkość maksymalnych obciążeń dynamicznych kół i skoku zawieszenia nie jest liniowo proporcjonalny do stopnia zmniejszenia czy też zwiększenia tego współczynnika. W wyniku przeprowadzonej analizy w zakresie zmienności spotykanego w konstrukcjach samochodów poziomu bezwymiarowego współczynnika tłumienia (przyjęto za [2] zmiany od 0,15 do 0,45) otrzymano charakterystyki jak na rysunku 2.



Rys. 3. Zmienność maksymalnych wartości funkcji wzmocnienia wysokości wymuszenia do stosunku obciążenia dynamicznego do obciążenia statycznego dla zawieszenia ćwiartki samochodu przy różnych poziomach bezwymiarowego współczynnika tłumienia γ

3. BADANIA AMORTYZATORÓW WYMONTOWANYCH Z SAMOCHODU

W badaniach wykorzystano 11 amortyzatorów w różnym stanie technicznym poczynając od amortyzatora nowego do najbardziej zużytego. Amortyzatory pochodziły od samochodu osobowego Seat Toledo 1,9D z 1993r. Są to amortyzatory jednorurowe dwustronnego działania będące jednocześnie częścią nośną kolumny prowadzącej koło.



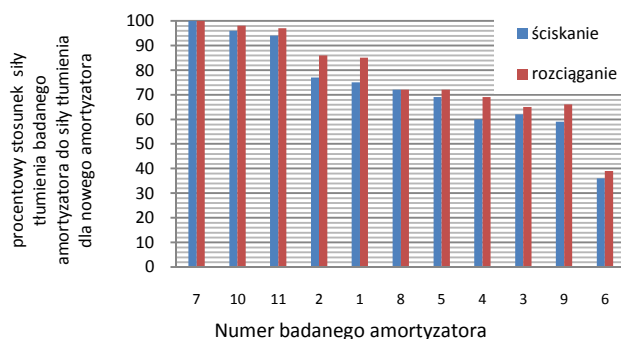
Rys. 4. Schemat kinematyczny stanowiska do badania amortyzatorów wymontowanych z samochodu oraz przykładowy wykres pracy amortyzatora
(1 - silnik elektryczny, 2 – sprzęgło, 3 - skrzynia biegów, 4 - sprzęgło bezpieczeństwa, 5 - koło zamachowe z mimośrodem, 6 – korbwód, 7 – suwak, 8 – prowadnica, 9 - badany amortyzator, 10 - pierścień stalowy z naklejonymi tensometrami do pomiaru siły, 11 - belka z naklejonymi tensometrami do pomiaru przemieszczenia)

Do badań wykorzystano zbudowane w Politechnice Poznańskiej urządzenie do badania amortyzatorów w stanie wymontowanym umożliwiające pomiar i rejestrację zmian

wartości siły tłumiącej w funkcji przemieszczenia – rysunek 4. Wykonując badanie dla kilku prędkości ruchu tłoczyska uzyskano wykresy pracy i charakterystyki amortyzatorów.

Po przebadaniu wszystkich amortyzatorów na stanowisku, wyselekcjonowano do dalszych badań na stanowisku do badania amortyzatorów zamontowanych w pojeździe te, które wykazywały znaczące różnice pomiędzy sobą. Selekcja amortyzatorów została wykonana na podstawie charakterystyk ich pracy, oraz na podstawie sił dla prędkości pracy 0,5 m/s.

Na rysunku 5 przedstawiono jak procentowo w stosunku do nowego amortyzatora zmniejszone były siły tłumienia uzyskiwane dla prędkości pracy amortyzatora równej 1,0 m/s. Wartość tak wyrażoną nazywa się względnym poziomem tłumienia amortyzatora [3]. Badane amortyzatory uszeregowane są w kolejności sił uzyskiwanych podczas ruchu rozciągania.



Rys. 5. Zestawienie wyników badania względnego poziomu tłumienia dla prędkości pracy amortyzatora równej 1,0 m/s dla wszystkich badanych amortyzatorów (wyniki podano w % w stosunku do amortyzatora nowego (amortyzator nr 7)).

Co ciekawe, stopień zmniejszenia poziomu tłumienia w większości był mocno skorelowany ze zmniejszoną masą amortyzatora spowodowaną najprawdopodobniej przez ubytek płynu – amortyzator nr 7 - nowy był najcięższy – ważył 3750 g a amortyzator nr 6 najlżejszy - ważył 3280 g. Dla amortyzatorów 10, 11 waga była równa 3670 g, dla 2, 1 i 8 mieściła się pomiędzy 3650 a 3580 g. Amortyzatory 4 i 3 ważyły 3500 i 3400 gram. Dla amortyzatorów 5 i 9 tendencja ta się nie potwierdziła [1]. Jednak w większości można postawić hipotezę, że spadek względnego poziomu tłumienia amortyzatorów spowodowany był ubytkiem płynu. Jednak na podstawie stosunkowo niewielkiej próbki badanych amortyzatorów i braku pewności co do ich jednakowego pochodzenia hipotezy tej w ramach prowadzonych badań nie można było zweryfikować.

Po przebadaniu kilkunastu używanych amortyzatorów na stanowisku do badania amortyzatorów wymontowanych z pojazdu, i ustaleniu ich stanu technicznego wytypowano sześć do zamontowania w badanym zawieszeniu. Po zamontowaniu kolejno każdego z nich, wykonane zostało badanie metodą drgań wymuszonych.

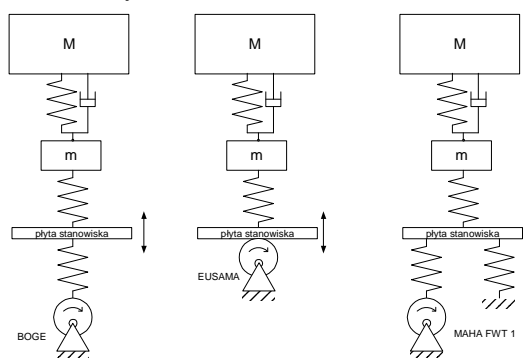
3. BADANIA AMORTYZATORÓW ZAMONTOWANYCH NA STANOWISKU FIRMY MAHA FWT-1

Do badania stanu amortyzatorów zamocowanych w pojeździe wykorzystuje się zasadniczo dwie metody wykorzystujące drgania wymuszone – starszą BOGE i nowszą

EUSAMA. W pierwszym przypadku mamy do czynienia ze sposobem wymuszenia, które określić można mianem „miękkiego” w drugim przypadku z wymuszeniem „sztywnym” [6].

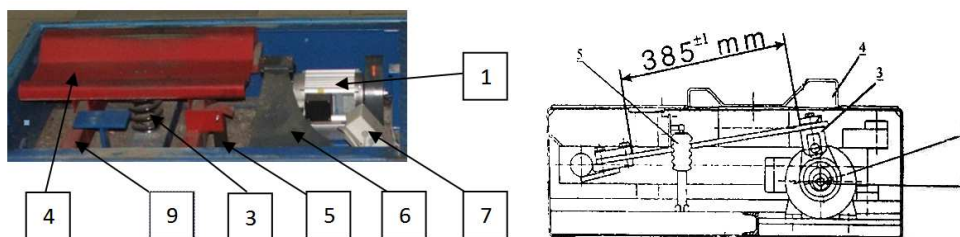
3.1 Opis urządzenia do badania amortyzatorów zamontowanych

W badaniach przedstawionych w niniejszej pracy wykorzystano urządzenie firmy MAHA FWT1. Jest to urządzenie wykorzystujące amplitudowo-częstotliwościową metodę pomiaru - w pewnym stopniu zmodyfikowaną metodę BOGE. Różnice w sposobie wymuszania drgań pokazano na rysunku 6.



Rys. 6. Schematy kinematyczne sposobów wymuszenia płyt stanowiska do badania amortyzatorów metodą drgań wymuszonych.

W metodzie BOGE mierzona jest amplituda drgań płyty stanowiska, w EUSAMA siła nacisku koła na płytę stanowiska. W metodzie zastosowanej na stanowisku FWT 1 mierzona jest amplituda drgań płyty stanowiska, ale ze względu na podparcie dodatkową sprężyną możliwe jest też obliczeniowe oszacowanie siły nacisku.



Rys. 6. Widok i schemat stanowiska FWT 1 [2]: 1 – silnik elektryczny, 2 – mimośród 3 - zespół wahacza, 4 – płyta wibracyjna, 5 – czujnik przemieszczeń, 6 – sprężyna płaska, 7 – układ elektroniczny, 8 – masa wirująca, 9 – sprężyna śrubowa

Na bazie mierzonych parametrów program dokonuje podania parametrów dotyczących amplitudy drgań oraz przyczepności kół lewego i prawego. Amplituda wg instrukcji obsługi urządzenia podawana powinna być w jednostkach nazwanych MAHA-metr i ich

interpretacja wymaga porównania z danymi dla nowych amortyzatorów poszczególnych pojazdów podawanymi przez producenta [5].

Oszacowanie procentowe przyczepności stosowane w urządzeniu firmy MAHA jest jej własnym algorytmem bazującym na dwóch informacjach [5] :

- maksymalnej wartości amplitudy drgań w rezonansie,
- nacisku statycznego badanej osi.

Wg polskiego interfejsu programu obsługującego stanowisko, wartość ta interpretowana jest jako przyczepność jednak w instrukcji obsługi wartość ta określona została jako procentowy wskaźnik tłumienia drgań.

Na podstawie zmierzonych w trakcie badań dwóch wymienionych wyżej wskazań i ich wzajemnej relacji, która została przyjęta jako liniowa, określany jest procentowy wynik badania amortyzatora. Dla wartości 100%, przy tej interpretacji, wartość amplitudy drgań płyty powinna wynieść 0. W związku z tym, iż nie jest to możliwe przy pracy zawieszenia, przyjęto, że całkowicie sprawny amortyzator pozwala uzyskać wynik 90% dla zawieszek o charakterystyce sportowej i 70% dla zawieszek o charakterystyce komfortowej [5]. Amortyzator o niewystarczającym tłumieniu wg tej interpretacji da wartość procentowego oszacowania poniżej 40%.

3.2 Wynik badań amortyzatorów na stanowisku FWT 1

Badaniu poddano ten sam samochód z zamontowanymi kolejno wytypowanymi w pierwszej fazie badań amortyzatorami o numerach: 7 (amortyzator nowy), 11, 1,5,3 i 6, uszeregowanych wg stopnia zmniejszenia osiąganych maksymalnych sił tłumienia dla prędkość pracy 1,0 m/s.

W wyniku przeprowadzonych badań uzyskano wyniki przedstawione w tabeli. 1. Przedstawiono zarówno wynik dla wartości amplitudy drgań oraz oszacowania procentowego. Na podstawie oszacowania procentowego interpretując je jako szacunkowy poziom przyczepności obliczono szacunkową wartość obciążeń dynamicznych odniesionych do obciążenia statycznego badanego koła. Założenie to przyjęto dla umożliwienia porównania uzyskanych wyników z wynikami uzyskiwanymi na urządzeniach pracujących wg metody EUSAMA.

Tab. 1 Porównanie wyników badania amortyzatorów wymontowanych, z wynikami uzyskanymi na stanowisku MAHA FWT-1

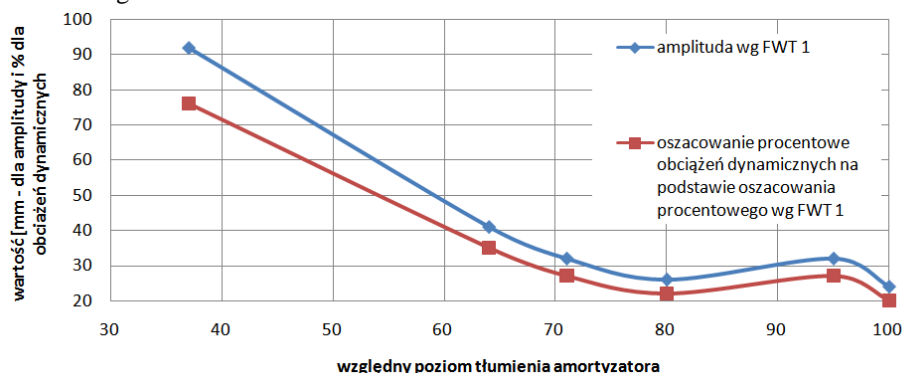
nr	Względny poziom tłumienia amortyzatora [%]	Wartość oszacowania procentowego wg urządzenia FWT 1 [%]	Wartość amplitudy drgań w rezonansie wg urządzenia FWT 1 [mm]	Szacunkowa wartość obciążeń dynamicznych $(F_{z,dyn}/F_{z,stat}) * 100\%$ [%]
7	100	80	24	20
11	95	73	32	27
1	80	78	26	22
5	71	73	32	27
3	64	65	41	35
6	37	24	92	76

Na rysunku 8 zaprezentowano jak wygląda zmienność mierzonej amplitudy i wartości oszacowania procentowego wskaźnika tłumienia w funkcji zmian względnego poziomu tłumienia amortyzatora. Widoczny jest brak liniowości pomiędzy spadkiem uzyskiwanych

WPLYW SIŁY TŁUMIENIA AMORTYZATORA NA OBCIĄŻENIA DYNAMICZNE KÓŁ I WYNIKI BADAŃ KONTROLNYCH ZAWIESZENIA METODAMI DRGAŃ WYMUSZONYCH

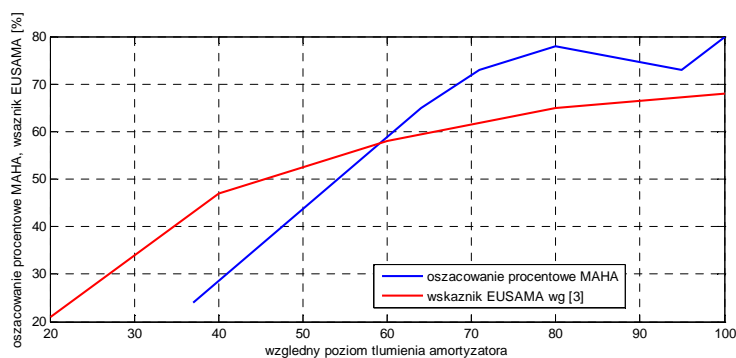
9

sił tłumienia a wpływem na amplitudę drgań i szacowaną procentową wartość wskaźnika tłumienia. Co istotne potwierdza się deklarowane przez producenta w instrukcji zastosowanie liniowej zależności przy przeliczaniu mierzonej amplitudy na wartość procentowego oszacowania wskaźnika tłumienia. Przy pomocy prostej funkcji liniowej możliwe jest przeliczenie mierzonej amplitudy drgań na wartość oszacowania procentowego.



Rys. 8 Widok przykładowych wyników badania prezentowanych przez interfejs oprogramowania do badania amortyzatorów stanowiska firmy MAHA

Na podstawie uzyskanych wyników dokonano również porównania uzyskanej zależności pomiędzy względnym poziomem tłumienia a oszacowaniem procentowym wskaźnika tłumienia na stanowisku MAHA z zależnością przedstawioną w literaturze [3] dla zmian wskaźnika EUSAMA. Uzyskany wynik wskazuje na różnice w zakresie uzyskanych wartości oszacowania ale nie można ich porównać wprost ze względu na nieznaną wartość parametrów badanego zawieszenia dla którego przedstawiono te zależności w literaturze [3].



Rys. 9. Porównanie zależności oszacowania % wskaźnika tłumienia i wartości wskaźnika EUSAMA od względnego poziomu tłumienia amortyzatora.

Możliwym jest jednak stwierdzenie, że w obu przypadkach mamy do czynienia z nieliniową zależnością pomiędzy względnym poziomem tłumienia amortyzatora a uzyskiwanym wynikiem przedstawianym w %. W obu przypadkach charakter tej nieliniowości (nie licząc jednego wyniku dla stanowiska MAHA) jest taki, że początkowo wraz ze spadkiem względnego poziomu tłumienia amortyzatora wyniki badania na obu stanowiskach wykazują bardzo mały spadek uzyskiwanych odczytów.

4. PODSUMOWANIE

Przedstawiona analiza teoretyczna i wyniki badań wraz z ich analizą wskazują na problem niejednoznaczności wyników uzyskiwanych podczas badania amortyzatorów zamontowanych w samochodzie.

Z jednej strony wyjaśnia to analiza funkcji wzmocnienia dla obciążeń dynamicznych i ugięć zawieszenia wskazując, że zależność pomiędzy tymi wartościami a zmniejszaniem się poziomu tłumienia w zawieszeniu nie jest liniowa i przy stosunkowo dużym poziomie tłumienia początkowo zmniejszanie się tłumienia nie daje znaczącego wpływu na obciążenia dynamiczne i amplitudy drgań koła (przy założeniu, że to właśnie w rezonansie koła, najbardziej spadają chwilowe naciski koła na nawierzchnie).

Z drugiej strony różnorodność metod badania tłumienia w zawieszeniu dla oceny sprawności amortyzatorów oraz brak precyzyjnych instrukcji ze strony producentów, co do sposobu interpretacji uzyskiwanych wyników powoduje, że użytkownicy tego typu urządzeń mają wątpliwości, co tak naprawdę mierzą przy pomocy użytkowanych przez siebie urządzeń.

Wskazuje to na to, iż pomimo istnienia kilku firm produkujących tego typu urządzenia problem oceny sprawności amortyzatorów w zawieszeniu nie jest do końca rozwiązany, a utrudnione jest to również faktem, że w różnych zawieszeniach konstruktorzy już na etapie projektowania dobierają parametry tłumienia, które pomiędzy różnymi zawieszeniami mogą się różnić znacząco przy sprawnych amortyzatorach.

5. LITERATURA

- [1] Kulisz D.: *Weryfikacja wpływu sprawności amortyzatora, na wyniki badania zawieszenia metodami drgań wymuszonych*. Praca dyplomowa, Politechnika Poznańska, WMRI, Poznań 2008
- [2] Legominski G., *Instrukcja obsługi stanowiska MAHA FWT1*, WSOP, Gliwice 1998
- [3] Lozia Z.(red.), *Diagnostyka samochodowa - laboratorium*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2007
- [4] Mitschke M.: *Dynamika samochodu, Tom 2, Drgania*, Wydanie 2, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1989.
- [5] *Shock Absorber Tester LON-SA2D / FWT for cars and vans up to 1.1 t axle load reinforced version up to 2.0 t axle load - Operating Instructions and User's Manual*, MAHA GMBH & CO. KG., 2003
- [6] Page J. M.: *Belgian research program on suspension testing*, 2005 CITA conference, Chicago, USA