

EKSPERYMENTALNE WYZNACZANIE CHARAKTERYSTYK AMPLITUDOWO- -CZĘSTOTLIWOŚCIOWYCH ZAWIESZENIA NA STANOWISKACH ELEKTROHYDRAULICZNYCH – METODYKA BADAŃ I PRZETWARZANIA WYNIKÓW

Grzegorz Ślaski¹

Politechnika Poznańska

Streszczenie

W artykule przedstawiono zastosowanie do oceny dynamiki zawieszenia charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych wraz ze zrealizowaną w praktyce metodyką wyznaczania w sposób eksperymentalny tych charakterystyk z wykorzystaniem stanowisk elektrohydraulicznych. Omówiono możliwość wyznaczenia tych charakterystyk dla liniowych modeli matematycznych, a następnie omówiono sposób estymacji charakterystyk dynamicznych na podstawie pomiarów wymuszenia i odpowiedzi dla obiektu fizycznego. Zaprezentowano krótko budowę i sposób sterowania elektrohydraulicznych wzbudników drgań oraz podano podstawowe informacje na temat metody Remote Parameter Control. Przedstawiono problemy pomiarowe związane z uzyskaniem wartościowych sygnałów, zwrócono uwagę na podstawowe zależności pomiędzy wartościami przemieszczeń i przyspieszeń w różnych zakresach częstotliwości i wynikających z tego wskazówek w zakresie przygotowania sygnału testowego wymuszenia. Przedstawiono proces przetwarzania sygnałów pomiarowych w celu uzyskania przebiegów gęstości widmowych mocy mierzonych sygnałów, a następnie na ich podstawie oszacowania charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych dla testowanego zawieszenia. Zwrócono uwagę na różnice w stosunku do wyników uzyskiwanych w symulacji komputerowej dla modelu liniowego oraz na możliwości wykorzystania przedstawionej metody w różnych obszarach badań dynamiki pojazdów.

Słowa kluczowe: dynamika samochodu, dynamika zawieszenia, charakterystyki częstotliwościowe, elektrohydrauliczne wzbudniki drgań.

1. Wprowadzenie

Projektowanie zawiesznień samochodowych wiąże się z potrzebą rozwiązania wielu

¹ Politechnika Poznańska, Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, e-mail: grzegorz.slaski@put.poznan.pl, tel.: 61 665 22 22

problemów dotyczących różnych aspektów. Aspekty te dotyczą:

- własności dynamicznych w zakresie ruchu drgającego, które kształtują w warunkach dynamicznych potencjał komfortu i bezpieczeństwa pojazdu,
- charakterystyk kinematycznych i elastokinematycznych odpowiadających za utrzymanie optymalnej geometrii kontaktu koła z nawierzchnią drogi,
- wytrzymałości mechanicznej – doraźnej i zmęczeniowej,
- uzyskania małej przestrzeni zabudowy zawieszenia dla wygospodarowania największej przestrzeni użytkowej i na zabudowę podzespołów,
- spełnienia oczekiwań w zakresie niezawodności i trwałości,
- spełnienia oczekiwań w zakresie niskich kosztów produkcji.

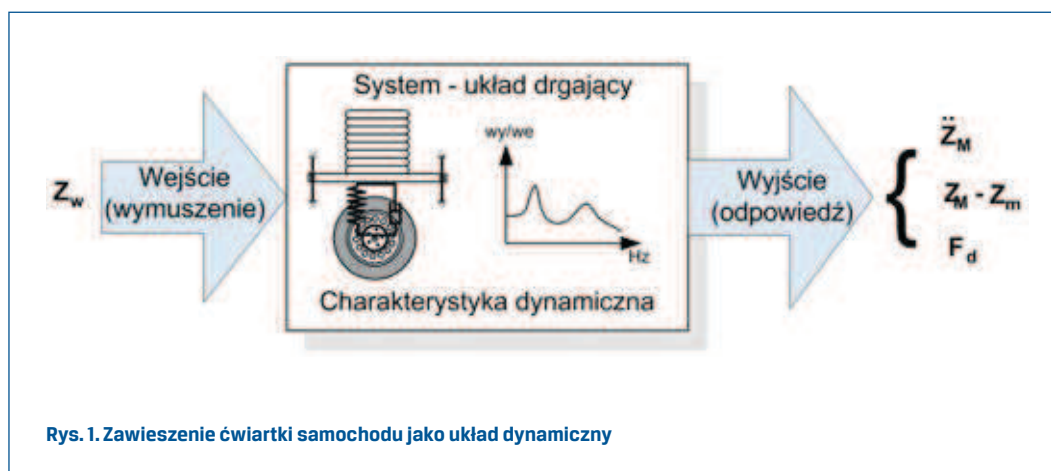
W efekcie, proces konstruowania stosunkowo prostego mechanizmu jakim jest zawieszenie, jest procesem o wieloaspektowych, często sprzecznych do pogodzenia ograniczeniach.

W niniejszym artykule przedstawiono metodę eksperymentalnych badań charakterystyk dynamicznych zawieszenia – jednego z ważniejszych aspektów ich konstruowania, ale jednocześnie tylko jednego z wielu, jak to przedstawiono wyżej.

Zawieszenie samochodu jest układem drgającym, na który oddziałują różne wymuszenia (rys.1.):

- najczęstszym, z punktu widzenia eksploatacji, jest wymuszenie kinematyczne z_w powodowane nierównościami dróg ,
- innym, jest wymuszenie siłowe związane z siłami bezwładności oddziałującymi na nadwozie samochodu.

W wyniku oddziaływania tych wymuszeń zmianom ulegają takie zmienne jak: bezwzględne położenia masy resorowanej z_M i nieresorowanej z_m , położenia względne, które wyznaczają tzw. ugięcie zawieszenia $z_M - z_m$, przyspieszenia obu tych mas ($z \downarrow M$, $z \downarrow m$), a także siły kontaktu pomiędzy oponą a podłożem F_d . Relacje pomiędzy wymuszeniem a tymi zmiennymi, traktowanymi jako wyjścia (odpowiedzi) systemu w zależności od częstotliwości wymuszenia, stanowią charakterystyki dynamiczne zawiesznień nazywane także funkcjami



Rys. 1. Zawieszenie ćwiartki samochodu jako układ dynamiczny

przenoszenia (transmitancjami) [3], funkcjami wzmocnienia czy też charakterystykami amplitudowo-częstotłowymi [8] lub amplitudowo-częstotłowymi [5,13,14].

Znajomość tych funkcji jest bardzo istotna z punktu widzenia oceny jakości pracy zawieszenia w obszarach komfortu i bezpieczeństwa z jednoczesnym uwzględnieniem ograniczeń technicznych w postaci ograniczonego skoku zawieszenia. Komfort często oceniany jest poprzez funkcję wzmocnienia przyspieszeń masy resorowanej $\bar{Z}_M(\omega)$, bezpieczeństwo poprzez analizę funkcji wzmocnienia obciążeń dynamicznych kół $F_d(\omega)$, a mieszczanie się w ograniczeniach technicznych poprzez analizę funkcji wzmocnienia ugięć zawieszenia $Z_M(\omega) - Z_m(\omega)$. Przy uwzględnieniu kinematyki zawieszenia ta ostatnia zmienna przekłada się także na wpływ w zakresie bezpieczeństwa poprzez generowanie wymuszonych kinematyką prowadzenia koła zmian jego geometrii (skrętu, pochylenia).

Dla układów liniowych, dla których można zbudować stosunkowo proste modele matematyczne, funkcje wzmocnienia można wyznaczyć metodami znanymi z podstaw automatyki (przykładowy opis wykorzystania tych metod dla liniowego modelu ćwiartki zawieszenia znaleźć można m.in. w [6,15]). Realizuje się to poprzez wyznaczenie transformat Fouriera różniczkowych równań ruchu przy zerowych warunkach początkowych, a następnie wyznaczenie transmitancji widmowych pomiędzy przyjętym wejściem a wyjściem, które można zapisać w postaci algebraicznej lub wykładniczej [2]:

$$G(j\omega) = \frac{x(j\omega)}{u(j\omega)} = P(\omega) + jQ(\omega) = A(\omega)e^{j\varphi(\omega)} \quad (1)$$

Moduł transmitancji wyrażony jako:

$$A(\omega) = \sqrt{P^2 + Q^2} \Big|_{\omega} = \frac{A_{\text{wyjścia}(\omega)}}{A_{\text{wejścia}(\omega)}} \quad (2)$$

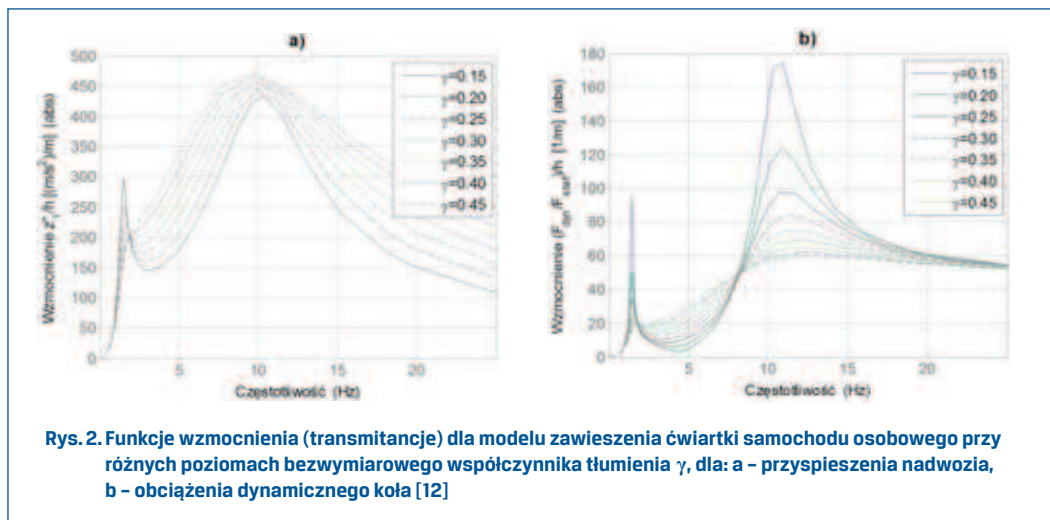
w interpretacji fizycznej jest wzmocnieniem pomiędzy amplitudą wejścia (wymuszenia) a amplitudą wyjścia (odpowiedzi) w postaci sygnału sinusoidalnego.

Z kolei argument wyrażony jako:

$$\varphi(\omega) = \arctg \frac{Q}{P} \Big|_{\omega} \quad (3)$$

jest interpretowany fizycznie jako przesunięcie fazowe sygnału sinusoidalnego.

Wykorzystując dostępne obecnie na rynku narzędzia informatyczne przeznaczone do analizy obiektów i układów sterowania, takie jak np. Control Toolbox pakietu Matlab lub inne, jesteśmy w stanie otrzymać w stosunkowo prosty sposób charakterystyki częstotłowe dla modelu zawieszenia ćwiartki samochodu (przy umiejętności budowy modelu w postaci równań stanu), co przykładowo przedstawiono na rys. 2 dla różnych wartości bezwymiarowego współczynnika tłumienia zdefiniowanego jako:



Wykorzystując dostępne obecnie na rynku narzędzia informatyczne przeznaczone do analizy obiektów i układów sterowania, takie jak np. Control Toolbox pakietu Matlab lub inne, jesteśmy w stanie otrzymać w stosunkowo prosty sposób charakterystyki częstotliwościowe dla modelu zawieszenia ćwiartki samochodu (przy umiejętności budowy modelu w postaci równań stanu), co przykładowo przedstawiono na rys. 2 dla różnych wartości bezwymiarowego współczynnika tłumienia zdefiniowanego jako:

$$\gamma = \frac{c_1}{2\sqrt{k_1(m_1+m_2)}} \quad (4)$$

gdzie dla liniowego modelu ćwiartkowego c_1 oznacza współczynnik tłumienia amortyzatora, k_1 sztywność zawieszenia a m_1 i m_2 oznaczają masę resorowaną i nieresorowaną.

2. Estymacja charakterystyk częstotliwościowych zawieszenia na podstawie analizy sygnałów z badań eksperymentalnych

Badanie charakterystyk częstotliwościowych zawieszenia może zostać także zrealizowane metodą eksperymentalną poprzez analizę związków pomiędzy sygnałem wejściowym, a sygnałami wyjściowymi mierzonymi i zapisanymi podczas eksperymentu na obiekcie fizycznym, jakim podczas badań był fizyczny model zawieszenia ćwiartki samochodu (rys.6).

Mierzone sygnały i budowa stanowiska zostały opisane w dalszej części artykułu. W tym miejscu omówiony zostanie sposób analizy mierzonych sygnałów.

Podczas eksperymentu z obiektem fizycznym możliwe jest zmierzenie i zapisanie sygnałów wejściowych i wyjściowych dla badanego obiektu, np. zawieszenia samochodu. Po

uzyskaniu odpowiednio przygotowanych sygnałów w postaci szeregów czasowych, estymacji funkcji transmitancji można dokonać posługując się zależnością (5) [1]:

$$\hat{H}_{xy}(\omega) = \frac{\hat{G}_{xy}(\omega)}{\hat{G}_x(\omega)} \quad (5)$$

gdzie:

$\hat{G}_x(\omega)$ – estymator gęstości widmowej mocy sygnału wejściowego,

$\hat{G}_{xy}(\omega)$ – estymator wzajemnej gęstości widmowej sygnałów wejściowego i wyjściowego.

Wykorzystanie tej zależności wymaga jednak znajomości widma mocy lub widmowej gęstości mocy (widma mocy dzielonego przez pasmo częstotliwości, dla którego wyznaczono dany prążek widma mocy). Dwustronne widmo ciągłe mocy interpretować można jako granicę [5]:

$$S_x(\omega) = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \frac{\Delta \langle f_n^2(t) \rangle}{\Delta\omega} \quad (6)$$

gdzie:

$\Delta \langle f_n^2(t) \rangle$ – „udział mocy” funkcji $f(t)$ w otoczeniu częstotliwości ω_n ,

$\Delta\omega$ – pasmo częstotliwości, dla którego wyznaczany jest „udział mocy”.

W wyniku pomiarów możliwa jest jednak tylko estymacja widma mocy lub widmowej gęstości mocy a nie ich dokładne wyznaczenie. Nie jest to łatwe i wynika głównie z faktu posiadania ograniczonego zbioru próbek sygnału [16].

Estymatę gęstości widmowej mocy można uzyskać korzystając z różnych metod, np.:

- podnosząc do kwadratu wartość modułu transformaty Fouriera sygnału $f(t)$ – uzyskuje się periodogram [16],
- wyznaczając transformatę DFT funkcji R_{xx} autokorelacji (korelacji własnej) sygnału $f(t)$ [16].

W trakcie obliczania estymat gęstości widmowej na podstawie niewielu próbek sygnału, uzyskuje się niezadawalające wyniki przejawiające się dużymi fluktuacjami w sygnale. W celu uzyskania wygładzonych estymat gęstości widmowej mocy wykorzystuje się różne metody, np. obliczanie i uśrednianie periodogramów. Jedną z popularnych metod jest metoda P.D. Welcha, dająca w wyniku tzw. periodogram zmodyfikowany. Jest to zmodyfikowana metoda Bartletta [16].

W obu metodach sygnał (ciąg danych) dzielony jest na pewną ilość segmentów, dla których oblicza się krótsze periodogramy. Następnie wyznacza się uśredniony periodogram. Różnica pomiędzy metodą Bartletta a Welcha polega na tym, że w tej pierwszej segmenty nie nachodzą na siebie, natomiast w drugiej – Welcha - stosuje się segmenty, które nakładają się na siebie (ang. *overlap*) oraz wykorzystuje się okna czasowe różne od prostokątnych – np. okna Hanninga. W efekcie metoda Welcha zapewnia estymację o mniejszej wariancji w porównaniu z metodą Bartletta. Metoda ta jest oprogramowana m.in. w pakiecie Matlab i pozwala uzyskać estymatę gęstości widmowej mocy lub

wzajemnej gęstości widmowej wyrażoną w jednostkach mocy dzielonych przez radian na próbkę (rad/Sa) lub przez Hz.

Korzystając z obliczonych estymat gęstości widmowych można obliczyć estymatę funkcji transmitancji lub użyć funkcji Matlaba przeznaczonej do estymacji funkcji transmitancji korzystającej z przedstawionego sposobu postępowania.

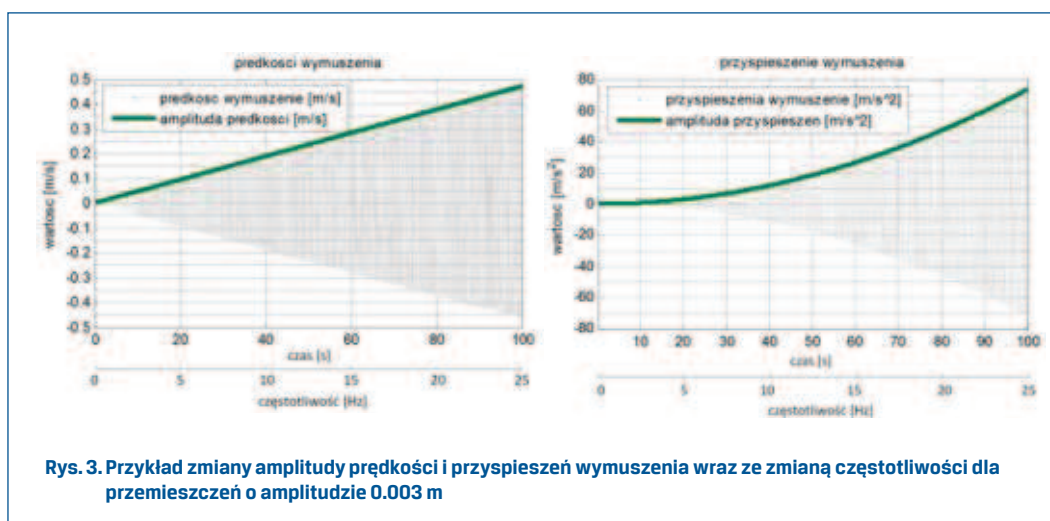
3. Badania eksperymentalne dla wyznaczenia charakterystyk częstotliwościowych

W celu zrealizowania badań pozwalających uzyskać sygnały wejściowe i wyjściowe dla fizycznego modelu zawieszenia konieczne jest wykorzystanie metod pozwalających generować odpowiednie sygnały wymuszenia oraz mierzyć te sygnały jak i sygnały odpowiedzi zawieszenia.

Istotnym zagadnieniem w obu przypadkach jest jakość zarówno generowanego sygnału wejściowego, jak i jakość pomiarów. Zarówno w pierwszym jak i drugim przypadku, nie jest ona ze względów czysto technicznych doskonała i fakt ten musi być uwzględniony podczas realizacji eksperymentu.

Jednym z realnych problemów jest obecność „zakłóceń” w mierzonych sygnałach mających źródła zarówno w nieliniowościach fizycznego modelu zawieszenia, jak i jakości toru pomiarowego (czujniki oraz system przetwarzania i rejestracji sygnałów).

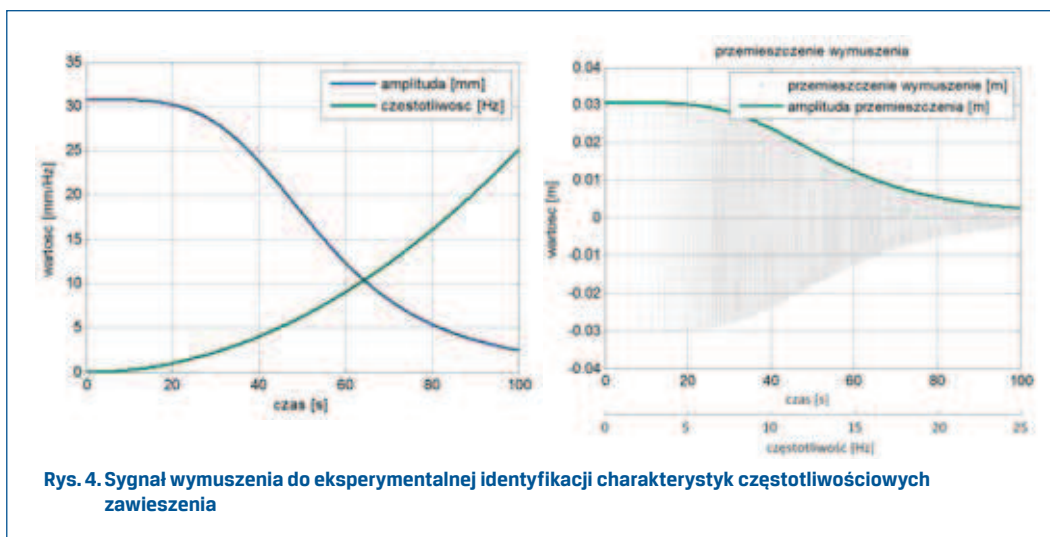
Dodatkowym problemem jest duży zakres zmienności mierzonych zmiennych, wynikający z jednej strony dla przyspieszeń z zależności kwadratowej wartości ich amplitud od częstotliwości, a z drugiej dla przemieszczeń z faktu znacznej filtracji przemieszczeń nadwozia przy wyższych częstotliwościach.



Problem dużej zmienności mierzonych przyspieszeń zilustrowano na rys. 3, pokazując jak ze zmianami częstotliwości zmieniają się wartości prędkości i przyspieszeń wymuszenia, które miało przemieszczenie o amplitudzie równej 3 mm.

Jeszcze innym problemem jest fakt, że przy zastosowaniu sygnału o liniowo wzrastającej w czasie częstotliwości dla niskich jej wartości otrzymamy rejestrację niepełnych cykli przy danej częstotliwości, a przy dużych- nadmiernie długie czasy rejestracji – przykładowo przy 25 Hz w jednej sekundzie zarejestrujemy 25 cykli, ale dla 0.5 Hz potrzeba aż 2 sekund dla zarejestrowania 1 pełnego cyklu.

Duże zakresy zmienności mierzonych sygnałów powodują problemy związane z dokładnością stosowanych czujników. Wynika to z faktu, że na ogół możliwość dokładnego pomiaru małych wartości wiąże się z ograniczonym zakresem, a duży zakres pomiarowy z kolei z istotnym szumem pomiarowym dla małych wartości mierzonych sygnałów.



Dotyczy to zarówno problemów z pomiarem przyspieszeń dla niskich częstotliwości jak i pomiarem przemieszczeń nadwozia dla wysokich częstotliwości w badanym zakresie częstotliwości. Szczególnym problemem jest zakres niskich częstotliwości, w których mieści się częstotliwość rezonansowa masy resorowanej zawieszenia.

Dla zoptymalizowania sygnału wymuszenia do uwzględnienia tych problemów, wygenerowano specjalnie opracowany sygnał wejściowy, uwzględniający problemy pomiarowe oraz interesujący dla oceny dynamiki zawieszenia zakres częstotliwości (do 25 Hz). Zmiany amplitudy i częstotliwości tego sygnału w czasie oraz jego przebieg w czasie przedstawiono na rys. 4.

Dla niskich częstotliwości postanowiono realizować w miarę możliwości technicznych duże przemieszczenia. Ograniczone one jednak były dwoma aspektami – maksymalnym

skokiem tłoka stanowiska wymuszającego oraz maksymalnym skokiem zawieszenia – w fazie rezonansu większym od skoku wymuszenia.

3.1. Stanowiska elektrohydrauliczne

Dla realizacji eksperymentalnych badań charakterystyk dynamicznych zawieszenia niezbędna jest możliwość realizowania wymuszenia kinematycznego o kształtowalnych zgodnie z potrzebami eksperymentu wartościach amplitudy i częstotliwości. W przypadku wymuszeń o stałej amplitudzie i zmiennej częstotliwości można takie wymuszenie zrealizować przy pomocy stanowisk napędzanych silnikami elektrycznymi z korbowymi mechanizmami generowania wymuszenia liniowego. Jednak w przypadku potrzeby generowania także zmiennej amplitudy wraz z częstotliwością, tak jak opisano to powyżej, rozwiązaniem najczęściej stosowanym są siłowniki hydrauliczne dwustronnego działania o sterowaniu elektrohydraulicznym, nazywane wzbudnikami elektrohydraulicznymi [10,11] lub elektrohydraulicznymi wzbudnikami drgań (EWD). Siłowniki te stanowiące wraz z dodatkowymi elementami kompletne symulacyjne stanowiska badawcze umożliwiające prowadzenie laboratoryjnych badań podzespołów, a nawet całych samochodów, nazywane są w literaturze również systemami serwohydraulicznymi [4] a także maszynami lub stanowiskami hydropulsacyjnymi.

Przedstawiony na rys.5. siłownik hydrauliczny sterowany jest przy pomocy serwowaworu regulującego szybki przepływ oleju pod ciśnieniem rzędu 20 MPa do i z komór siłownika. Serwowawór odpowiada na sygnał sterowania wysyłany z regulatora serwowaworu, który z kolei generuje odpowiedni sygnał na podstawie sterowania nadążnego w stosunku do sygnału sterującego z nadrzędnej pętli sprzężenia zwrotnego.

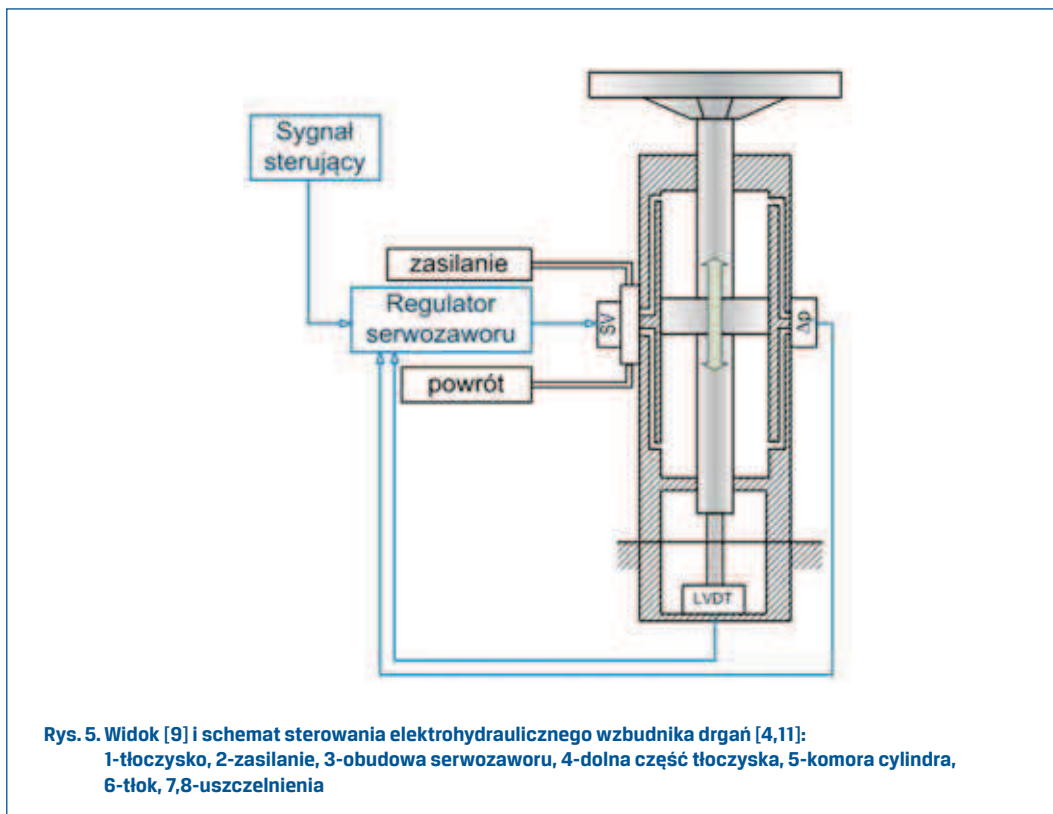
W zależności od potrzeb badawczych sygnałem sprzężenia zwrotnego jak i sygnałem sterującym może być sygnał przemieszczenia tłoczyska, tak jak przedstawiono to na rys. 5.,. Jako sygnału sprzężenia zwrotnego można użyć sygnału pochodzącego z wbudowanego czujnika przemieszczenia, ale także z dodatkowo zamontowanego na tłoczysku czujnika siły.

Dobór odpowiednich współczynników w regulatorze serwowaworu jest skomplikowany, ale niezbędny dla uzyskania właściwych przemieszczeń tłoczyska.

Trudność tego zadania związana jest z doбором parametrów regulatora tak, aby opłacać z jednej strony wymagania krótkiego czasu reakcji (minimalizację opóźnienia fazowego pomiędzy sygnałem sterującym a zrealizowanym), a z drugiej strony niewielkich przesterowań dla uzyskania precyzji odwzorowania zadawanej amplitudy, a także, co ważne, stabilności pracy układu.

Dodatkowo, w sterowaniu muszą zostać uwzględnione techniczne ograniczenia wzbudnika związane z maksymalnymi wartościami skoku tłoczyska, maksymalnym ciśnieniem zasilającym oraz maksymalną wartością przepływu.

W niektórych sytuacjach dla poprawy jakości sterowania wykorzystuje się dodatkowe sygnały – przykładowo na rys. 5 przedstawiono wykorzystanie dodatkowo sygnału ciśnienia



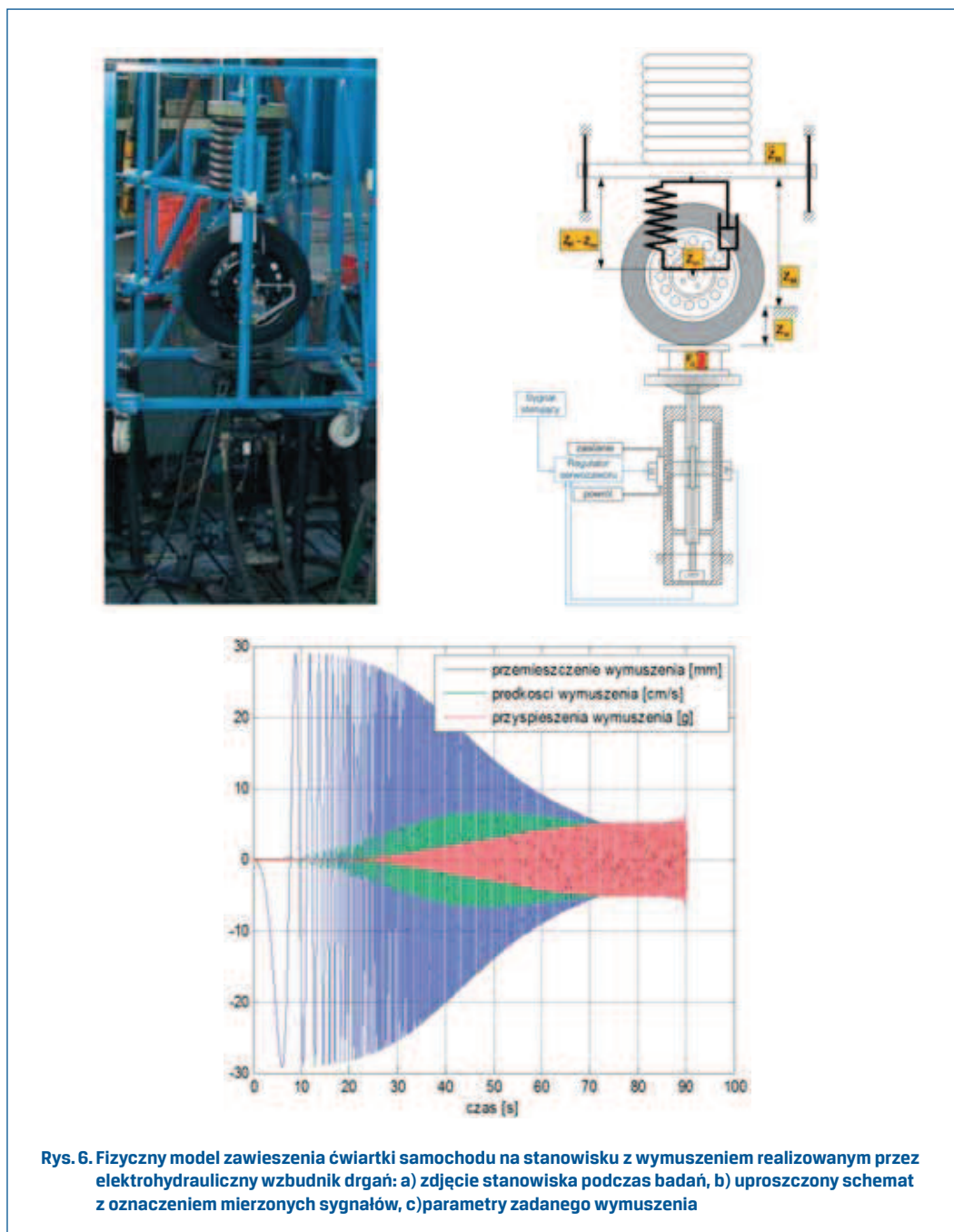
różnicowego pomiędzy komorami siłownika, co pozwala skrócić czas reakcji wzbudnika na zadawany sygnał sterujący.

3.2. Stanowisko do badania charakterystyk zawieszenia ćwiartki samochodu

Wykorzystując wzbudnik elektrohydrauliczny jako element realizujący wymuszenie kinematyczne można go użyć jako źródło takich wymuszeń – czyli z pewnym zastrzeżeniem jako symulator drogi. Zastrzeżenie dotyczy faktu, iż wzbudnik jest w stanie realizować tylko wymuszenia pionowe i jeśli oddziaływanie będzie dotyczyć koła ogumionego a nie bezpośrednio koła lub jego wspornika, to odmienny sposób pracy ogumienia nieruchomego i toczącego się mogą powodować pewne różnice w zachowaniu masy nieresorowanej i resorowanej pomimo generowania takich samych wymuszeń kinematycznych.

Metodą stosowaną w badaniach, w których drgania realizowane poprzez wymuszenie kinematyczne muszą być takie same jak podczas eksploatacji, jest metoda takiego sterowania wymuszeniem kinematycznym, aby otrzymać w odpowiedzi dokładnie taki przebieg drgań np. nadwozia lub koła, jaki uzyskano w eksploatacji. Jest to metoda symulacji na podstawie sygnałów wyjściowych. Powoduje ona pewne zniekształcenie wymuszenia (sygnałów wejściowych) w stosunku do rzeczywistego, ale zapewnia ten sam skutek

działania. Wykorzystywana jest do tego metoda nazwana przez twórców metodą RPC – Remote Parameter Control, czyli metodą zdalnego parametru [11].



Rys. 6. Fizyczny model zawieszenia ćwiartki samochodu na stanowisku z wymuszeniem realizowanym przez elektrohydrauliczny wzbudnik drgań: a) zdjęcie stanowiska podczas badań, b) uproszczony schemat z oznaczeniem mierzonych sygnałów, c) parametry zadanego wymuszenia

Z metody tej skorzystano podczas kształtowania sygnału sterującego (rys. 6), na podstawie którego pracuje regulator serwoworu elektrohydraulicznego wzbudnika drgań.

4. Przetwarzanie danych – estymacja charakterystyk

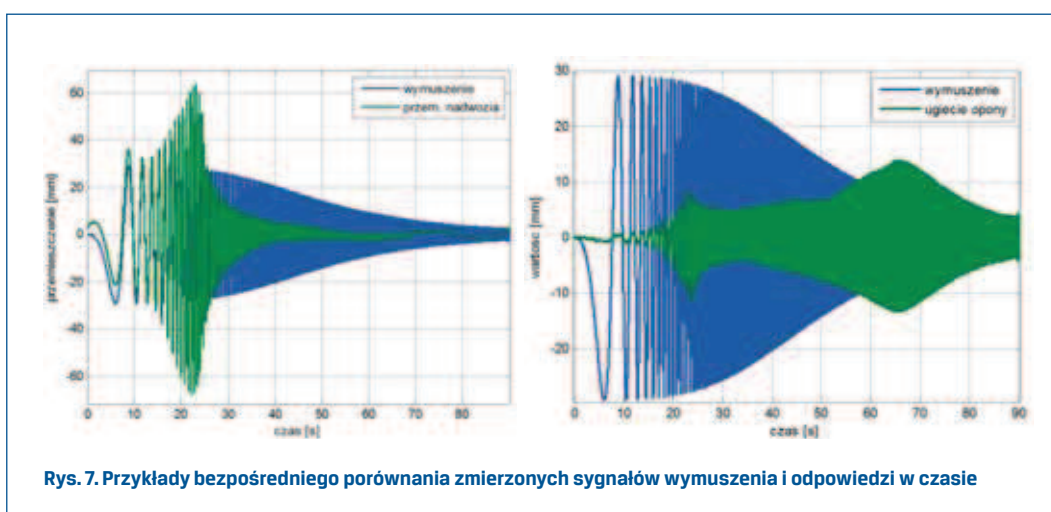
Podczas badań na stanowisku generowane jest wymuszenie kinematyczne zgodnie z zadanym przebiegiem sygnału sterującego, wygenerowanym wcześniej w procesie RPC na podstawie opracowanego sygnału wymuszenia.

Pomiar realizowanego wymuszenia oraz opisanych wcześniej i przedstawionych na rys. 6 zmiennych (przykład uzyskanych sygnałów na rys. 7), pozwala uzyskać po odpowiednim przetworzeniu charakterystyki częstotliwościowe zawieszenia.

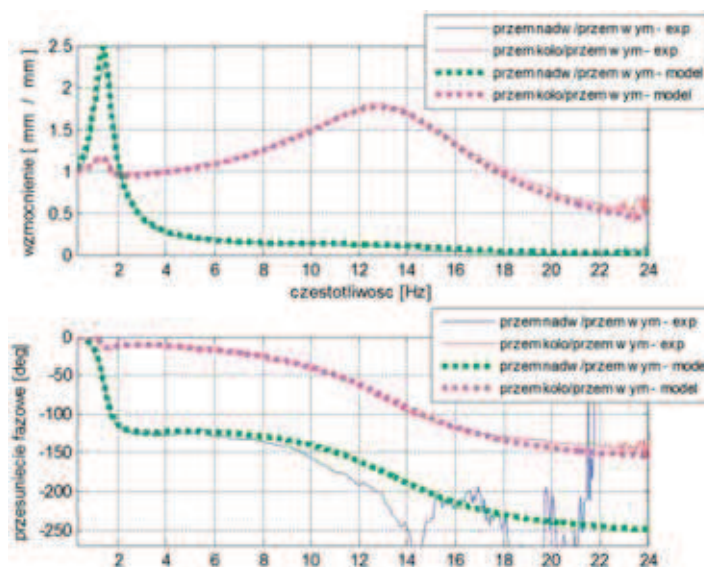
Ze względu na zastosowane ograniczenia na stanowisku badawczym w zakresie częstotliwości (zakres ten mieścił się od 0 do 25 Hz), celowe było odfiltrowanie zarejestrowanych sygnałów filtrem dolnoprzepustowym o częstotliwości odcięcia 25 Hz. Sygnały zarejestrowane podczas badań zostały poddane przetwarzaniu składającemu się z następujących etapów:

- usunięcie składowej stałej mierzonych sygnałów i ewentualne usunięcie trendu sygnału,
- filtracja sygnału filtrem dolnoprzepustowym,
- obliczenie wielkości pośrednich, liczonych na bazie mierzonych sygnałów,
- realizacja obliczeń estymaty funkcji transmitancji z wykorzystaniem metody bazującej na estymatach gęstości widmowej mocy i wzajemnej gęstości widmowej.
- wykreślenie modułu i fazy charakterystyk częstotliwościowych.

Przykład jednej z nich, porównanej z wynikami analitycznymi dla modelu liniowego o zidentyfikowanych na podstawie tej charakterystyki parametrach, przedstawiono na rys. 8.



Rys. 7. Przykłady bezpośredniego porównania zmierzonych sygnałów wymuszenia i odpowiedzi w czasie



Rys. 8. Przykład jednej z uzyskanych w wyniku badań eksperymentalnych charakterystyk częstotliwościowych (oznaczenie: exp) porównanych z charakterystykami uzyskanymi analitycznie dla modelu zawieszenia ćwiartki samochodu (oznaczenie: model)

Do identyfikacji wykorzystano model liniowy o liniowej charakterystyce sztywności i tłumienia. Identyfikację prowadzono dla parametru tłumienia oraz sztywności - dla mas dokonano pomiarów na stanowisku. Parametry te (po zaokrągleniu) dla liniowego modelu zawieszenia ćwiartki samochodu miały następujące wartości: $c_1 = 1900 \text{ Nm/s}$, $k_1 = 33 \text{ kN/m}$, $k_2 = 290 \text{ kN/m}$, $m_1 = 365 \text{ kg}$ i $m_2 = 41 \text{ kg}$.

Jest to najprostszy model, którego dokładność omówiono m. in. w pracy [7] wskazując na wyniki własne dla wybranych częstotliwości (1-24 Hz) wymuszeń sinusoidalnych oraz innych badaczy, mówiące iż model liniowy dobrze odzwierciedla amplitudy mas nieresorowanych w testowanym przedziale, a dla mas resorowanych daje efekt w postaci nadmiernych wartości symulacji w stosunku do rzeczywistych wyników. Taki efekt zaobserwowano również podczas porównań w ramach niniejszego artykułu - szczególnie w obszarze rezonansu masy resorowanej.

Ze względu na spadającą wraz ze wzrostem częstotliwości wartość przemieszczeń nadwozia (co jest zgodne z funkcją i typową charakterystyką zawieszenia), a tym samym powiększający się względny błąd pomiarowy zarówno w zakresie wielkości amplitud jak i opóźnień czasowych, możliwość wyznaczania na bazie wyników eksperymentalnych charakterystyki przesunięć fazowych zostaje znacząco zmniejszona - jej przebieg zaczyna odzwierciedlać zarówno charakterystykę samego zawieszenia jak i czujników wraz z układem pomiarowym, co zniekształca przebieg tej charakterystyki w stosunku do charakterystyki liniowego modelu zawieszenia.

5. Podsumowanie

Przedstawiona w artykule metoda eksperymentalnego badania charakterystyk częstotliwościowych zawieszenia oparta jest o wykorzystanie specjalnych stanowisk badawczych oraz zaawansowanego przetwarzania sygnałów pomiarowych.

Pozwala ona jednak na realizację badań eksperymentalnych, które dają podstawę do dwóch ważnych zadań w badaniach modelowych – identyfikacji parametrów modeli oraz ich weryfikacji.

Przedstawione aspekty przeprowadzenia eksperymentu jak i analizy wyników wskazują szereg utrudnień w stosunku do realizacji badań modelowych, jednak dają podstawę oceny dynamiki rzeczywistego obiektu oraz wskazują realne techniczne problemy, które w przypadku badań modelowych pozostają często niezauważane. W późniejszych realizacjach praktycznych bazujących na wynikach badań modelowych fakt ten jest często przyczyną wielu niepowodzeń.

Przedstawiona metoda nadaje się również do wyznaczania charakterystyk częstotliwościowych modeli nieliniowych lub funkcjonalnych, używanych w symulacji typu Software In the Loop (SIL), gdy nie ma możliwości analitycznego wyznaczenia charakterystyk częstotliwościowych badanego modelu. Pamiętać jednak trzeba w przypadku modeli nieliniowych, że uzyskane charakterystyki mogą być adekwatne tylko dla wymuszeń o zakresach zmienności bliskich tym, które wykorzystano podczas wyznaczania charakterystyki.

Literatura

- [1] BORKOWSKI D.: *Symulacyjne badanie nieparametrycznej metody estymacji impedancji sieci energetycznej*, materiały XV Sympozjum Modelowanie i Symulacja Systemów Pomiarowych 18-22 września 2005 r., Krynica.
- [2] CZEMPLIK A.: *Modele dynamiki układów fizycznych dla inżynierów*. Warszawa, WNT, 2008.
- [3] GRAJNERT J. (red): *Izolacja drgań w maszynach i pojazdach*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1997.
- [4] JACOBY G.: *Symulacja obciążeń osi kół oraz kompletnych pojazdów w Eksperymentalne badania symulacyjne samochodów i ich elementów*, Warszawa 1979.
- [5] KAMIŃSKI E., POKORSKI J.: *Dynamika zawiesznień i układów napędowych pojazdów samochodowych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1983.
- [6] KARNOPP D.: *How significant are transfer function relations and invariant points for a quarter car suspension model?* Vehicle System Dynamics, Volume 47, Issue 4, 2009.
- [7] MAHERA D., YOUNG P.: *An insight into linear quarter car model accuracy*. Vehicle System Dynamics, Volume 49, Issue 3, 2011.
- [8] MITSCHKE M.: *Dynamika samochodu: Drgania*, Tom 2, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1989.
- [9] MTS – materiały reklamowe – dostęp [www](http://www.mts.com.pl).
- [10] ORZEŁOWSKI S.: *Eksperymentalne badania pojazdów i ich zespołów*. Warszawa, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1995.
- [11] OSIECKI J., GROMADOWSKI T., STĘPIŃSKI B.: *Badania pojazdów samochodowych i ich zespołów na symulacyjnych stanowiskach badawczych*, PIMOT, Wydawnictwo Instytutu Technologii i Eksploatacji –PIB, Warszawa, Radom 2006.

- [12] PIKOSZ H., ŚLASKI G.: *Problem zmienności obciążenia eksploatacyjnego pojazdu w doborze wartości tłumienia w zawieszaniu*, ARCHIWUM MOTORYZACJI, 1/2010 , ss. 35-44.
- [13] REŃSKI A.: *Bezpieczeństwo czynne samochodu. Zawieszenia oraz układy hamulcowe i kierownicze*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2011.
- [14] ROTENBERG R. W.: *Zawieszenie samochodu*. WKiŁ, Warszawa 1974.
- [15] SAVARESI, S. M. I inni.: *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*. Oxford: Butterworth-Heinemann Ltd (Elsevier), 2010.
- [16] STRANNEBY D.: *Cyfrowe przetwarzanie sygnałów. Metody. Algorytmy. Zastosowania*. Warszawa, Wydawnictwo BTC, Warszawa 2004.