

Gliwice 15.01.2024

Szanowna Pani
Prof. dr hab. inż. Ewa Majchrzak
Przewodniczący Rady Dyscypliny
Inżynieria Mechaniczna
Politechnika Śląska
ul. Stanisława Konarskiego 18A,
44-100 Gliwice

Recenzja Rozprawy Doktorskiej

autorstwa mgra inż. Szymona Żymełki

pt.

Development of Semi-Active Shock Absorber Dynamic Model and Parameter
Identification Methodology

Promotor rozprawy: dr hab. inż. Marek Fidali, prof. PŚ

1. Podstawa prawna i przedmiot wykonania recenzji

Recenzję wykonano na podstawie uchwały Rady Dyscypliny Inżynieria Mechaniczna Politechniki Śląskiej w Gliwicach z dnia 27 września 2023 roku oraz pisma Przewodniczącego ww. Rady Dyscypliny prof. dr hab. inż. Ewy Majchrzak z dnia 27.09.2023 roku.

Przedmiotem recenzji jest rozprawa doktorska o tytule „Development of Semi-Active Shock Absorber Dynamic Model and Parameter Identification Methodology”, której autorem jest mgr inż. Szymon Żymełka. Dyscyplina naukowa pracy doktorskiej to: inżynieria mechaniczna.

2. Ocena układu rozprawy doktorskiej

Rozprawa licząca 145 strony została napisana w języku angielskim, składa się z 8 rozdziałów, streszczenia w języku polskim i angielskim, wykazu bibliograficznego o 119 pozycjach, listy rysunków, tabel oraz listy użytych w rozprawie symboli. Treść rozprawy jest napisana właściwym językiem technicznym, zawiera czytelne i prawidłowo oznaczone schematy, tabele, zdjęcia oraz wykresy.

Rozdział 1

Rozdział stanowi wprowadzenie do rozprawy definiując jej zakres, cel oraz tezę. Doktorant przedstawił następujące cele rozprawy:

- Przegląd metod modelowania i symulacji komputerowej amortyzatorów teleskopowych hydraulicznych pozwalających reprodukcję ich dynamikę wysokoczęstotliwościową w zakresie do 500Hz.
- Sformułowanie modelu amortyzatora semi-aktywnego, którego właściwości pozwolą na:
 - reprodukcję dynamiki niskoczęstotliwościowej amortyzatora (<30 Hz) w celu modelowania nieliniowych charakterystyk użytkowych (siła, prędkość, przyśpieszenie)
 - optymalizację algorytmów sterowania, przy czym Doktorant nie doprecyzował o jakie algorytmy sterowania chodzi.
 - oszacowanie ryzyka powstawania drgań strukturalnych (ang. structure-born noise) oraz związanych z nim negatywnych efektów akustycznych (hałas) w zakresie dynamiki wysokoczęstotliwościowej amortyzatora (<500 Hz)
 - zmniejszenie liczby testów eksperymentalnych.
- Sformułowanie metody estymacji parametrów amortyzatora hydraulicznego wraz z weryfikacją dokładności reprodukcji pomiarów na stanowisku testowym.
- Wdrożenie opracowanego modelu w firmie zajmującej się wytwarzaniem samochodowych amortyzatorów hydraulicznych, będącej partnerem przemysłowym w zakresie zakończonego doktoratu przemysłowego.

Doktorant rozważa dwa podejścia do estymacji parametrów modelu:

- Podejście oparte o testy na poziomie komponentów
- Podejście oparte o testy na poziomie systemu (amortyzatora hydraulicznego)

Rozdział 2

W rozdziale drugim Doktorant przedstawia rys historyczny oraz aktualne trendy w rozwoju projektów amortyzatorów hydraulicznych o zmiennej sile tłumienia (ang. semi-active) przeznaczone do pojazdów samochodowych. Opisane zostały dwie technologie. Technologia MR/ER na bazie cieczy magneto- lub elektro-reologicznej oraz technologia stosująca zawór lub zawory proporcjonalne. W dalszym ciągu rozprawy omówione zostały funkcje amortyzatora w zawieszeniu pojazdu samochodowego wraz z charakterystykami użytkowymi, definiującymi komfort pojazdu w stosunku do właściwości jezdnych (bezpieczeństwo). Rozdział przedstawia ponadto zasady działania różnych rodzajów amortyzatorów ze względu na ich budowę oraz zasadę działania (ang. mono-tube, double-tube, semi-active). Omówione zostały również komponenty wewnątrz amortyzatorów hydraulicznych, w tym system zaworowy oraz zawór sterujący aktywny (proporcjonalny). W rozdziale Doktorant rozważa postaci drgań amortyzatora hydraulicznego w układzie zawieszenia (pionowe oraz poprzeczne drgania układu tłoczyska i korpusu) oraz zjawiska tarcia i ich wpływ na użyteczną krzywą amortyzatora w układzie siła-przemieszczenie oraz siła-prędkość tłoczyska. Doktorant przedstawia podstawowe testy wykonywane w celu scharakteryzowania użyteczności systemu zaworowego (charakterystyka ciśnienie-przepływ) oraz odpowiedzi wysokoczęstotliwościowej (charakterystyki przyspieszenie-czas oraz gęstość widmowa mocy-częstotliwość).

Rozdział 3

Rozdział stanowi kompendium wiedzy na temat modeli amortyzatorów hydraulicznych uwzględniające aspekty modelowania zjawisk fizycznych wraz z przeglądem artykułów naukowych oraz uzasadnieniem założeń modelu sformułowanego przez Doktoranta, między innymi dotyczącego pominięcia zjawisk dynamicznych (mechaniczno-hydraulicznych) zachodzących w zaworze aktywnym amortyzatora o zmiennym tłumieniu.

Rozdział 4

Rozdział przedstawia proces formułowania równań dynamiki amortyzatora hydraulicznego o sterowalnej sile tłumienia uwzględniając system zaworowy (zawory pasywne działające naprzemiennie w podczas ruchu wciskania i odbicia tłoczyska amortyzatora). W rozdziale omawiając koncepcję modelu symulacyjnego amortyzatora o zmiennym tłumieniu nie przedstawiono istoty jego działania z użyciem np. schematu zastępczego w formie bloków odpowiadających systemowi zaworów oraz komór hydraulicznych (ang. compression, rebound, by-pass, and reserve volume). W trakcie omawiania zjawiska tarcia posłużono się przekrojem schematycznym konstrukcji klasycznego amortyzatora dwururowego (ang. double-tube) cf. Rys. 4.7. Doktorant nie zdecydował się również na pokazanie przekroju

konstrukcji zaworu zbudowanego z szeregu podkładek (ang. shim valve), natomiast na Rys. 4.1.a umieścił jego schemat zastępczy, który nie wyjaśnia istoty zjawiska tarcia do którego dochodzi pomiędzy podatnymi podkładkami, ułożonymi w stos zaworowy, który odkształca się pod wpływem ciśnienia różnicowego cieczy hydraulicznej napierającej na zawór. Sformułowane równania uwzględniają górne mocowanie amortyzatora (ang. top-mount), pomijają natomiast podatność mocowania dolnego (ang. bottom-mount).

Rozdział 5

Relatywnie krótki rozdział omawia potencjalne metody estymacji parametrów modelu symulacyjnego amortyzatora hydraulicznego o zmiennym tłumieniu. Doktorant, z powodu znacznej liczby (105) parametrów modelu symulacyjnego, proponuje dwa podejścia do ich estymacji:

- pierwsze podejście jest oparte na testach eksperymentalnych prowadzonych z poziomu komponentów amortyzatora, np. poprzez wyznaczenie charakterystyk zaworów amortyzatora z użyciem dedykowanego testera przepływu,
- drugie podejście oparte na analizie wrażliwości parametrów modelu stosując estymację numeryczną z poziomu testów systemowych kompletnego amortyzatora wraz z mocowaniem górnym (ang. top-mount).

Rozdział 6

Rozdział przedstawia metodę estymacji parametrów modelu w sposób zdekomponowany bazując na pomiarach charakterystyk poszczególnych komponentów amortyzatora hydraulicznego o zmiennym tłumieniu. Doktorant omawia dwie procedury wyznaczania parametrów sformułowanego przez siebie modelu:

- estymację zawartości gazu obojętnego w cieczy hydraulicznej oraz współczynnika ściśliwości metodą minimalizacji funkcji błędu pomiędzy wartością siły generowanej przez amortyzator w trakcie testu oraz symulacji.
- estymację parametrów modelu mocowania górnego metodą minimalizacji funkcji błędu pomiędzy wartością siły generowanej przez amortyzator w trakcie testu oraz symulacji.

Rozdział podsumowuje jakościową ocenę modelu w aspekcie testów nisko (<20Hz) oraz wysokoczęstotliwościowych (<500Hz). W trakcie testów amortyzator zostałysterowany w zakresie prądów zasilania: 0.3A, 0.9A oraz 1.6A.

Rozdział 7

Rozdział przedstawia metodę estymacji wszystkich parametrów sformułowanego przez Doktoranta modelu bazując na systemowych charakterystykach amortyzatora z wykorzystaniem techniki planowania eksperymentu. Doktorant uwzględnił parametry sterowania zaworem aktywnym (prąd sterujący) oraz harmonicznym sygnał wymuszającym amortyzatora hydraulicznego (amplituda, przemieszczenie, prędkość).

Rozdział 8

Rozdział przedstawia podsumowanie, wnioski końcowe oraz zarys sugerowanych dalszych prac badawczych w zakresie tematu rozprawy.

3. Główne osiągnięcia rozprawy

Metody modelowania matematycznego amortyzatorów hydraulicznych o zmiennym tłumieniu odgrywają kluczową rolę w rozwiązaniu problemów związanych z NVH (ang. Noise, Vibration, and Harshness), czyli hałasem, drganiami oraz komfortem jazdy w pojazdach samochodowych. Celem modelu matematycznego jest wypracowanie optymalnych parametrów tłumienia zawieszenia w celu zminimalizowania drgań oraz wychyleń pojazdu, co przekłada się na poprawę komfortu pasażerów i stabilność pojazdu.

Amortyzatory hydrauliczne o zmiennym tłumieniu posiadają zdolność dostosowywania parametrów tłumienia w czasie rzeczywistym, co umożliwia optymalizację ich działania w różnych warunkach drogowych, pod kątem komfortu jazdy oraz właściwości dynamicznych pojazdu. Optymalizacja parametrów tłumienia może poprawić kontrolę pojazdu w trudnych warunkach drogowych oraz zwiększyć bezpieczeństwo jazdy.

Amortyzator hydrauliczny o zmiennym tłumieniu jest systemem zawierającym bardzo wiele nieliniowości geometrycznych oraz fizycznych, które muszą zostać uwzględnione rozważając pełną funkcjonalność modelu. Sformułowanie w pełni użytecznego modelu, który pozwala ocenić właściwości jezdne, hałas, drgania, wytrzymałość statyczną oraz dynamiczną komponentów, to niezwykle złożone zadanie inżynierskie. Doktorant sformułował model, który spełnia większość wymagań wdrożenia przemysłowego i w mojej ocenie jest użytecznym w prowadzeniu zarówno badań przemysłowych, jak również w trakcie rutynowych działań inżynierskich, np. weryfikacji zmian konstrukcyjnych bez konieczności przeprowadzania kosztowych i długotrwałych testów.

Doktorant w rozprawie sformułował model symulacyjny amortyzatora hydraulicznego o zmiennym tłumieniu, który umożliwia reprodukcję zjawiska drgań osiowych oraz poprzecznych tłoczyska amortyzatora. W szczególności Doktorant uwzględnił osiowe

drżania samowzbudne tłoczyska zależne od nieliniowych charakterystyk systemu zaworowego, podatności oleju oraz mocowania amortyzatora. Doktorant zaproponował model uwzględniający geometrię oraz fizyczne właściwości systemu zaworowego oraz zasadnicze uproszczenia odnoszące się do rezygnacji z modelowania dynamiki zaworu aktywnego.

W zakresie estymacji parametrów sformułowanego modelu, Doktorant zaproponował dwu wariantowe podejście. Pierwsze oparte na wyznaczanych parametrach wyizolowanych podsystemów amortyzatora, natomiast drugie podejście stanowi metodę całościową, pozwalającą wyznaczyć i dostroić wszystkie parametry modelu z użyciem metod minimalizacji funkcji celu, której wartość stanowi błąd pomiędzy charakterystykami symulacjami oraz pomiarowymi.

Do najważniejszych osiągnięć doktoranta zaliczam:

- sformułowanie modelu dynamicznego amortyzatora hydraulicznego,
- zaproponowanie uproszczeń modelu,
- zaproponowanie metody wyznaczenia jego parametrów,
- przeprowadzenie testów dokładności modelu.

Osiągnięcia doktoranta oraz oryginalność jego podejścia dotyczy wielu aspektów technicznych oraz wdrożeniowych. Istotnymi z punktu widzenia doktoratu wdrożeniowego jest osiągnięcie celu komercjalizacji przeprowadzonych badań oraz uzyskanie efektu wdrożenia w praktyce przemysłowej.

4. Ocena merytoryczna rozprawy

4.1. Uwagi krytyczne o charakterze ogólnym

4.1.1. Dynamiczny model amortyzatora sformułowany przez Doktoranta ujmuje bardzo wiele **zjawisk fizycznych** na poziomie systemu zaworowego. Doktorant przyjął założenia, że zawory zwrotne aktywujące się w kierunku obicia oraz zawór aktywny (proporcjonalny sterowany prądowo) zostały zamodelowane jako charakterystyki statyczne (ang. look-up tables). Z kolei zawory aktywujące się w kierunku kompresji zostały zamodelowane z uwzględnieniem dynamiki oraz szczegółami zjawisk nieliniowych, między innymi wzajemnego tarcia podkładek stosu zaworowego. Czy udział zjawisk dynamicznych nie uwzględnionych przez Doktoranta można uznać za pomijalny? Jakimi były obiektywne (analiza wrażliwości) kryteria podjęcia decyzji o takich uproszczeniach?

- 4.1.2. Sformułowany model został sparametryzowany dla nominalnych wartości geometrii zastosowanych komponentów produkcyjnych i nie uwzględnia wpływu wartości tolerancji ich wykonania. Zasadnym byłoby w takim przypadku przeprowadzenie właściwej analizy wrażliwości z użyciem modelu symulacyjnego dla skrajnych wartości pola tolerancji parametrów modelu (wymiarów komponentów, właściwości materiałów). Rezultatem takiej analizy byłby wykres Pareto uwzględniający wypadkową wrażliwość parametrów modelu.
- 4.1.3. W trakcie weryfikacji dokładności modelu, nie zostały użyte syntetyczne miary dokładności modelu, takie jak błąd średniokwadratowy (lub absolutny), wskaźnik determinacji (R^2) lub błąd względny.
- 4.1.4. Procedura identyfikacji i estymacji parametrów modelu nie zawiera podziału na zbiór uczący (kalibrujący) oraz testowy (walidacyjny), co uniemożliwia zbadania efektywności zaproponowanej metody estymacji.
- 4.1.5. Objętość cieczy hydraulicznej, znajdująca się w komorze rezerwowej (ang. reserve chamber) amortyzatora o zmiennym tłumieniu, jest poddawana dodatkowej sile w efekcie zjawiska inercji. Siła ta jest proporcjonalnej do iloczynu masy cieczy oraz jej przyspieszenia. W rezultacie wzajemnego przenikania się gazu oraz cieczy hydraulicznej następuje zjawisko aeracji cieczy. W jaki sposób Doktorant uwzględnił te dwa bardzo istotne zjawiska; inercję oraz aerację cieczy hydraulicznej w modelu?
- 4.1.6. Doktorant jako jeden z celów rozprawy doktorskiej (Strona 9) wymienia „optimization of the control algorithms”, przy czym nie jest oczywiste jakie algorytmy sterowania ma na myśli. Czy intencją jest optymalizacja algorytmu sterowania układem automatycznego sterowania siła tłumienia tzw. algorytm „sky-hook”? Jeżeli tak, to model amortyzatora w którym zastosowany statyczny model zaworu aktywnego który nie reprodukuje zjawisk dynamicznych może być uważany za mało przydatny, gdyż nie potrafi zreprodukować najważniejszej cechy zaworu aktywnego, czyli **czasu odpowiedzi na skok jednostkowy**, która to cecha determinuje właściwości układu sterowania.
- 4.1.7. Doktorant badając silnie nieliniowy układ hydraulicznych, którym jest amortyzator hydraulicznych, nie wyznacza jego częstotliwości rezonansowych oraz zakresu ich zmian, które jak sam wzmiankuje są krytyczne dla zagadnień „structure born-noise”. Częstotliwości drgań wymuszonych są zależne od wysokości „słupa” objętości cieczy hydraulicznej pod tłokiem amortyzatora,

która zależy od położenia tłoczyska względem obudowy amortyzatora. W zakresie „structure born-noise” właśnie wzajemna interakcja amortyzatora w dziedzinie częstotliwości z pozostałymi komponentami układu zawieszania oraz komponentami pojazdu (nachodzenie zakresu wzbudzenia, wzbudzenia parametryczne nieliniowe) staje się największym wyzwaniem.

- 4.1.8. Dlaczego Doktorant nie wykorzystał, w prowadzonych analizach sygnałów przyspieszenia drgań, modeli nieparametrycznych w dziedzinie czasu i częstotliwości, np. spektrogramu wykorzystującego stałą długość okna, lub przekształceń falkowych ze zmienną długością okna?
- 4.1.9. Model zaproponowany przez Doktoranta uwzględnia zakres częstotliwości drgań osiowych i poprzecznych tłoczyska amortyzatora hydraulicznego o zmiennym tłumieniu w zakresie do 500 Hz. Jednostanowiskowe serwohydrauliczne testery laboratoryjne (np. firmy MTS, IST) zwyczajowo wyposażone są w siłownik o maksymalnym zakresie siły 15-25kN. Amortyzator hydrauliczny o zmiennym tłumieniu w trakcie testów, dla maksymalnych prądów sterujących ($i=1.6A$) zaworu aktywnego, może osiągać siły tłumienia rzędu +/- 3kN. Jeżeli zostałaaby przeprowadzona analiza wrażliwości, to jaki wpływ (w sensie krzywej Pareto) miałyby podatność siłownika hydraulicznego, gdyby został on uwzględniony w modelu, tworząc wraz z amortyzatorem układ dwóch tłumików połączonych szeregowo?
- 4.1.10. Doktorant pominął w sformułowanym modelu amortyzatora hydraulicznego o zmiennym tłumieniu tzw. mocowanie dolne (ang. bootom mount). W jakim stopniu nieliniowa podatność oraz tłumienie tego mocowania mogłoby wpłynąć na wypadkową częstotliwość drgań modelu amortyzatora?
- 4.1.11. Czy założenie o niezależności współczynnika ściśliwości cieczy hydraulicznej od temperatury jest zasadne biorąc pod uwagę, że w trakcie każdego pełnego cyklu testowanego amortyzatora rozpraszana jest znacząca ilość energii proporcjonalnej do pola powierzchni wyznaczonej charakterystyką tłumienia amortyzatora (siła tłumienia * przemieszczenie tłoczyska), z kolei prędkość ruchu tłoczyska określa rozpraszaną moc. Czy Doktorant analizował jaka energia i moc jest rozpraszana w trakcie testów walidacyjnych i czy może być utrzymane założenie o niezmienniej temperaturze cieczy hydraulicznej wewnątrz amortyzatora w trakcie takich testów?
- 4.1.12. Doktorant używa zamiennie trzech pojęć “parameter estimation”, “parameter identification”, “parameter calibration”. Czy to jest właściwe, czy też te pojęcia oznaczają coś innego?



4.1.13. Estymacja parametrów Doktorant prowadził z użyciem podejścia statycznego poprzez formułowanie funkcji błędu opartej na charakterystykach amortyzatora oraz wielkościach pomiarowych takich jak siła, prędkość i przyspieszenie. Dlaczego Doktorant nie rozważył podejścia opartego na filtrze Kalmana i estymacji parametrów nieliniową metodą najmniejszych kwadratów? W takim przypadku równania modelu stanowią w zależności od wersji modelu liniowe lub nieliniowe funkcje stanu w odniesieniu do wejść (zadany sygnał testowy w czasie), wyjść modelu (siła tłumienia w czasie) oraz stanów (przemieszczenia, prędkości, ciśnienia).

4.1.14. Rysunek 6.22 przedstawia wiele składowych harmonicznym zmierzonego przyspieszenia tłoczyska amortyzatora o okresie ok. 0.0025 [s] i krótszym, co w przeliczeniu daje częstotliwości 400Hz i więcej. Czy zasadnym jest przyjęcie granicznej częstotliwości sformułowanego modelu w zakresie do 500Hz?

4.2. Uwagi krytyczne o charakterze szczegółowym

4.2.1. Strona 36: Winno być „physical model” zamiast „phisical model”

4.2.2. Strona 90: Tabela 6.5 zawiera terminy nie wyjaśnione w tekście, np. „increased precharge pressure”, „different active valve design”, a także „lower base valve (...)”. Tabela nie zawiera wyliczonego błędu względnego dla przeprowadzonej weryfikacji.

4.2.3. Strona 54: Rys. 4.5 zmienne C0, C1 oraz C2 nie są wyjaśnione w tekście.

4.2.4. Strona 97: Rys. 6.30-6.37 przedstawia więcej krzywych niż to jest w opisie (legendzie), co reprezentują krzywe o różnym kształcie i tym samym kolorze. Co przedstawia i skąd pochodzi znaczny rezonans (szczyt) ok. 600 Hz w widmie sygnału, którego nie obejmuje zakres dynamiki modelu (< 500 Hz)

5. Wniosek końcowy

Podsumowując uważam, że w opiniowanej rozprawie doktorskiej pt.: „Development of Semi-Active Shock Absorber Dynamic Model and Parameter Identification Methodology”, mgr inż. Szymon Żymełka samodzielnie rozwiązał postawione zadanie badawcze i wykazał się wiedzą oraz kompetencjami wymaganymi dla uzyskania stopnia doktora nauk technicznych.

Podjęcie tematu badań przedstawionych przez Doktoranta, uważam za uzasadnione, z punktu widzenia naukowego, a przede wszystkim wdrożeniowego. Merytoryczny zakres rozprawy dowodzi, że Doktorant wykazał się umiejętnością prowadzenia badań

teoretycznych i eksperymentalnych oraz posiadał umiejętność zastosowania ich wyników w praktyce przemysłowej.

Stwierdzam, że rozprawa mgr inż. Szymona Żymełki spełnia wymagania formalne stawiane rozprawom doktorskim określone w art.187 ustawy z dnia 20 lipca 2018 roku, Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce (Dz. U. z 2022r. poz. 574 z późn. zm.). W wniosku o dopuszczenie rozprawy do publicznej obrony w dyscyplinie Inżynieria Mechaniczna. Sformułowane przeze mnie uwagi krytyczne nie wpływają na ogólną pozytywną ocenę rozprawy.



dr hab. inż. Piotr Czop, prof. AGH

Katedra Robotyki i Mechatroniki
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki
Akademia Górniczo Hutnicza im. St. Staszica
Al. Mickiewicza 30
30-059 Kraków