

Mgr inż. Piotr Dukalski, Dr inż. Bartłomiej Będkowski,

KOMEL. Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych
Aleja Roździeńskiego 188, 40-203 Katowice, Polska
E-mail: p.dukalski@komel.katowice.pl, b.bedkowski@komel.katowice.pl

Prof. ATH, dr hab. inż. Krzysztof Parczewski, Dr inż. Henryk Wnęk,

Katedra Silników Spalinowych i Pojazdów
Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej
ul. Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biała, Polska
E-mail: kparczewski@ath.bielsko.pl, dwnek@ath.bielsko.pl

Dr inż. Andrzej Urbaś, Dr inż. Krzysztof Augustynek,

Katedra Podstaw Budowy Maszyn
Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej
ul. Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biała, Polska
E-mail: aurbas@ath.bielsko.pl, kaugustynek@ath.bielsko.pl

**Dynamika układu tylnego zawieszenia pojazdu
z silnikami elektrycznymi wbudowanymi w koła**

Słowa kluczowe: dynamika układu wieloczłonowego, układ tylnego zawieszenia, silnik elektryczny, silnik w piaście koła

Streszczenie: W artykule przedstawiono analizę dynamiki układu tylnego zawieszenia samochodu Fiata Panda III z silnikami elektrycznymi wbudowanymi w koła. Uproszczony model układu uzyskano przez zastosowanie metod dynamiki układów wieloczłonowych i ich implementacji programowej w postaci pakietu MSC.Adams. W celu walidacji zaproponowanego modelu symulacyjnego wykonano testy drogowe polegające na przejeździe pojazdu bez silników wbudowanych w koła przez przeszkodę ze stałą prędkością. Podczas badań mierzono pionowe przemieszczenia środków kół pojazdu. W procesie walidacji modyfikowano parametry kontaktu koła z nawierzchnią, współczynniki sztywności sprężyn zawieszenia oraz współczynniki tłumienia amortyzatorów, tak aby otrzymać akceptowalną zgodność wyników numerycznych z eksperymentem. Dostrojony model symulacyjny został dalej użyty do symulacji ruchu zawieszenia z silnikami wbudowanymi w koła. Otrzymane wyniki dalej porównano z badaniami uzyskując akceptowalną zgodność. W pracy wykonano również szereg symulacji mających na celu zbadanie wpływu współczynników sztywności sprężyn zawieszenia i współczynników tłumienia amortyzatorów na odpowiedź dynamiczną układ tylnego zawieszenia.

1. Wprowadzenie

Prawie jedna czwarta emisji gazów cieplarnianych pochodzi z transportu, a mobilność w miastach odpowiada za 40% całej emisji dwutlenku węgla (CO₂) pochodzącej z transportu drogowego. Transport jest szczególnie podatny na zakłócenia w dostawach ropy naftowej i niestabilność jej cen. Dlatego też rosnące obawy o bezpieczeństwo dostaw energii, świadomość zmian klimatu oraz wzrost świadomości zdrowotnej społeczeństwa powodują przejście od paliw kopalnych do paliw alternatywnych. Regulacje Unii Europejskiej wymuszają coraz to większy udział nisko lub „zero emisyjnych” pojazdów eksploatowanych w miastach. Energooszczędne pojazdy odgrywają ważną rolę w polityce energetyczno-klimatycznej, a elektromobilność została uznana za jeden z priorytetów dla Europy. Wszelkie

działania, prowadzone w tym kierunku, wiążą się z powstaniem szeregu rozwiązań konstrukcyjnych układów napędowych pojazdów elektrycznych [2, 3, 9].

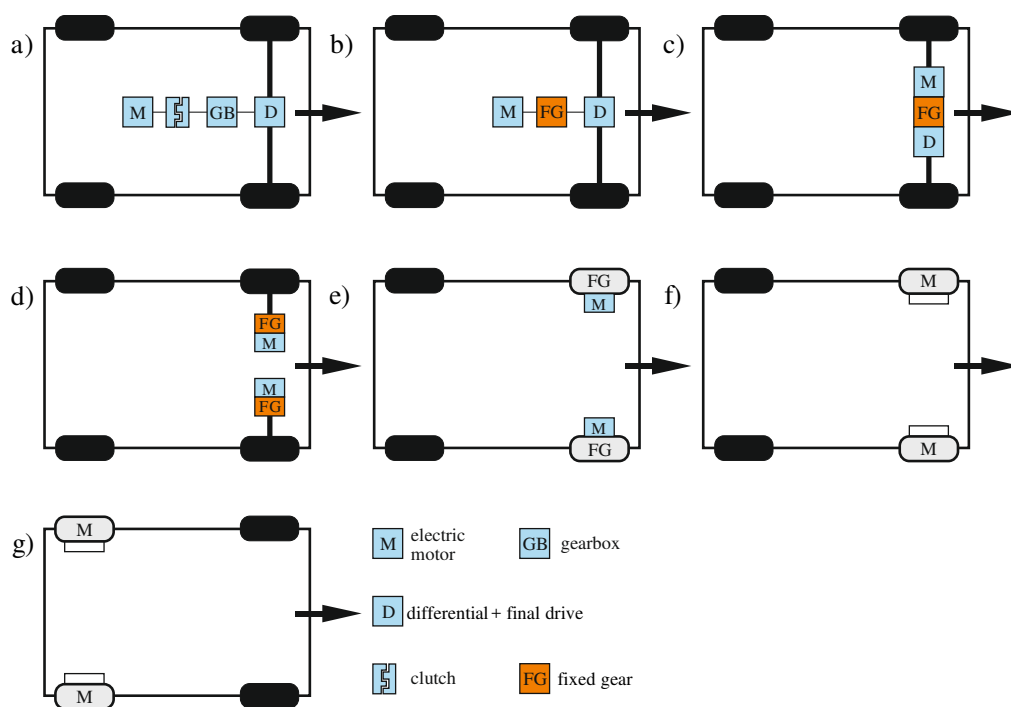
W artykule przedstawiono możliwe do zastosowania rozwiązania układów napędowych pojazdów elektrycznych, opisując ich wady i zalety. Przeanalizowano możliwość stosowania silników elektrycznych w kołach pojazdu. To rozwiązanie ze względu na zwiększenie mas nieresorowanych może powodować pogorszenie komfortu podróżowania, co spowodowało, że zajęto się problemem drgań pionowych zawieszenia. Niektóre przykłady rozwiązań i analiza problemów związanych z montażem silników elektrycznych w kołach, została przedstawiona przez Watta, Vallancea i innych [16].

Przenoszenie drgań wynikających z nierówności drogi na pasażerów ma duży wpływ na komfort podróżowania, wydajność i zdrowie pasażerów. Wygodna jazda zwiększa satysfakcję pasażerów [4, 15]. Z tego powodu producenci pojazdów dbają o zachowanie komfortu podróżowania. Zastosowanie elektrycznych silników napędowych w kołach wpływa na zwiększenie mas nieresorowanych pojazdu a to może wpływać na komfort podróżowania. Podobne badania prowadził Anderson i Hartly [1]. Przenoszenie drgań na pasażerów wiąże się z wysokością nierówności drogi oraz sztywnością i tłumieniem drgań przez zawieszenie koła. Drgania o częstotliwościach do 12 Hz wpływają na wszystkie narządy ludzkie, podczas gdy drgania powyżej 12 Hz mają działanie lokalne [17]. Niskie częstotliwości (4-6 Hz) generowane przez ruchy cykliczne, powodowane przez opony toczące się po nierównej drodze, mogą powodować zjawisko rezonansu. Dłuższe narażenie na drgania potęguje zmęczenie mięśni i sprawia, że użytkownik będzie bardziej podatny na urazy kręgosłupa.

W dalszej części artykułu zamieszczono analizę dynamiczną rozwiązania z silnikami elektrycznymi montowanymi w kołach pojazdu. Przeprowadzono badania symulacyjne przyjętego rozwiązania oraz porównawczo pojazdu bez silników w kołach. Wyniki symulacji zostały zweryfikowane przez badania doświadczalne.

2. Rozwiązania układów napędowych pojazdów elektrycznych

W pojazdach elektrycznych stosuje się wiele konfiguracji układów napędowych, począwszy od najbardziej zbliżonych do pojazdów napędzanych silnikiem spalinowym – zastąpienie silnika spalinowego przez silnik elektryczny, kolejno redukując elementy układu napędowego klasycznego pojazdu, aż do rozwiązania, w którym silniki napędzają indywidualnie koła pojazdu [12]. Na rysunku 1 przedstawiono schematycznie poszczególne rozwiązania układów napędowych.



Rys. 1. Konfiguracje elektrycznego układu napędowego

Zaletą pierwszego z rozwiązań (Rysunek 1a), jest możliwość stosowania alternatywnie silnika spalinowego lub elektrycznego. Wadą jest pozostawienie wszystkich elementów układu napędowego. W przypadku rozwiązania drugiego i trzeciego (Rysunek 1b) zaletą jest zrezygnowanie ze sprzęgła i ze skrzyni biegów na rzecz przekładni stałej, co wpływa na zmniejszenie masy układu i obniżenie kosztów wytwarzania. Wadą może być ograniczenie prędkości maksymalnej pojazdu wynikające z maksymalnej prędkości obrotowej silnika elektrycznego. Rozwiązanie pokazane na rysunku 1c różni się od poprzedniego poprzecznym umieszczeniem silnika. Kolejne rozwiązanie (Rysunek 1d) przedstawia układ, w którym zrezygnowano z mechanizmu różnicowego. Pozwoliło to na zastosowanie dwóch silników o mniejszej mocy napędzających indywidualnie koła prawe i lewe. Zastosowanie tego rozwiązania wymaga sterowania prędkością obrotową silników podczas jazdy na zakrętach lub hamowania [5, 6]. W tym przypadku moment napędowy na koła jest przekazywany za pośrednictwem półosi a zatem masy nieresorowane nie zmieniają się. W przypadku rozwiązań pokazanych na kolejnych rysunkach: silnik z przekładnią stałą (Rysunek 1e) lub bez niej (Rysunek 1f), jest montowany w kole pojazdu. Modyfikacją rozwiązania pokazanego na rysunku 1f (silniki montowane są w kołach przednich) może być zamontowanie silników napędowych w piastach kół tylnych (Rysunek 1g). Zaletami tego rozwiązania są; znaczne uproszczenie układu napędowego, zrezygnowanie z przekładni mechanicznych, pozostawienie przestrzeni między kołami pojazdu do wykorzystania, wady to zwiększenie mas nieresorowanych pojazdu, konieczność różnicowania prędkości kół podczas jazdy na zakrętach i podczas hamowania, ograniczenie wymiarów silnika do wewnętrznej części obręczy koła przy pozostawieniu tam również przestrzeni dla hamulca.

Biorąc pod uwagę zalety i wady tego rozwiązania, przeanalizowano dynamikę zawieszenia tylnego pojazdu z zabudowanymi silnikami elektrycznymi. Przeprowadzenie badań i analiz miało na celu określenie zmian przyspieszeń i amplitud działających na tylne zawieszenie i nadwozie pojazdu (w okolicy siedzeń pasażerów). W tym celu został opracowany model symulacyjny zawieszenia tylnego z wykorzystaniem pakietu MSC.Adams. Model został zweryfikowany na podstawie wyników badań rzeczywistego samochodu, w którym na kołach i zawieszeniu, zamontowano dodatkowe masy odpowiadające elementom

wirującym i nieruchomym wykorzystywanym a do napędu i hamowania koła. Ocenę dynamiki zawieszenia z wykorzystaniem modelu ćwiartki pojazdu z silnikami zabudowanymi w kołach i porównanie z klasycznym pojazdem z silnikiem spalinowym przedstawiono w pracy [11, 15]. W artykule nie zamieszczono analizy ruchu koła w przypadku przyłożenia momentu napędowego/hamującego, zajęto się jedynie drganiami pionowymi koła obracającego się swobodnie.

Przeprowadzono badania porównawcze pojazdu z zamontowanymi silnikami elektrycznymi w kołach i bez nich. Badania dynamiki pionowej zawieszenia zostały przeprowadzone w oparciu o analizę czasową i częstotliwościową. Do porównań wykorzystano średnio kwadratową wartość przyspieszenia (*RMS* – root mean square) oraz ekspozycję drgań w czasie (*VDV* - vibration dose values).

Średnio kwadratowa wartość (*RMS*) i ekspozycja drgań w czasie (*VDV*)

Metoda *RMS* oblicza wartość przyspieszenia przez pierwiastek kwadratowy ze średniej wartości uzyskanej z całkowania wartości kwadratu sygnału. W przypadku sygnału zawierającego gwałtowny skok drgań *RMS* gwałtownie wzrasta, podczas każdego z tych zdarzeń, ale także zmniejsza się wraz ze wzrostem czasu uśredniania. W przypadku, gdy ruch pionowy zawieszenia pojazdu zmienia się w sposób skokowy lub jest generowany przez pojedynczy impuls, do analiz dobrze nadaje się wskaźnik ekspozycji drgań *VDV* (vibration dose values). Jest on uważany za dobry wskaźnik, szczególnie przy sygnałach o dużej dynamice. Pozwala on na pomiar całkowitej ekspozycji drgań, biorąc pod uwagę wielkość, częstotliwość i czas trwania ekspozycji. Wskaźnik *VDV* określa całkowitą ekspozycję drgań w danym okresie czasu. Ważone przyspieszenie *RMS* i *VDV* jest wyrażone dla drgań w następujący sposób:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{t} \int_0^t a_z^2 dt}, \quad (1)$$

$$VDV = \sqrt[4]{\int_0^t a_z^4 dt}, \quad (2)$$

gdzie: a_z średnie ważone przyspieszenie i t to czas pomiaru [8].

W przypadku, gdy *VDV* jest mniejsze od 8,5, norma ISO 2631-1 określa jako niskie nie mające wpływu na zdrowie człowieka, przy wartościach *VDV* w zakresie od 8,5-17, norma ISO 2631-1 określa jako średnie, dla którego istnieje potencjalne zagrożenie dla zdrowia człowieka, a przy dla wartościach *VDV* większych od 17 określanych w normie jako wysokie, ryzyko zdrowotne jest prawdopodobne.

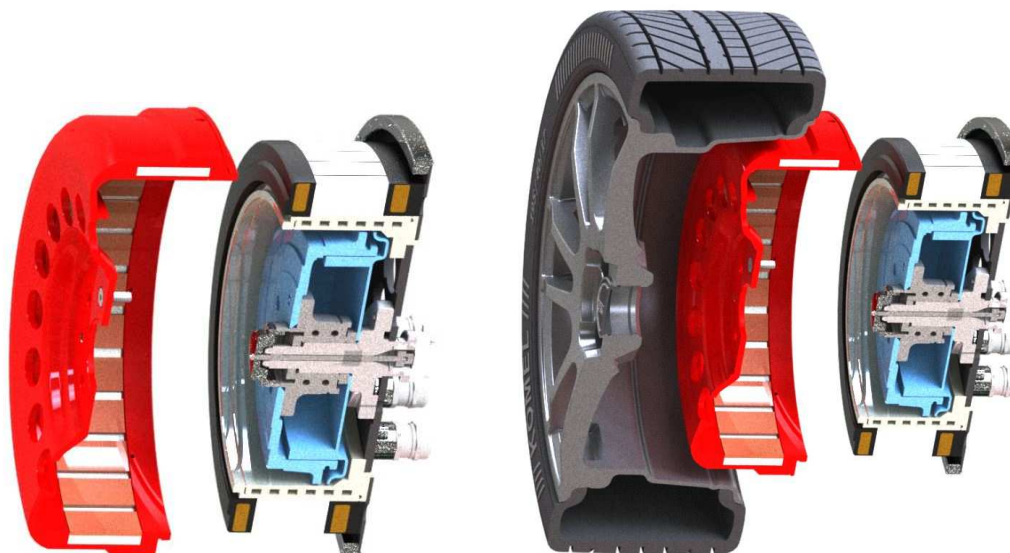
3. Budowa silnika elektrycznego montowanego w kole

Napęd pojazdu jest wyposażony w dwa elektryczne silniki trakcyjne zamontowane w piastach kół. Silniki te produkowane są w Instytucie Napędów Elektrycznych i Maszyn KOMEL (Rysunek 2). Są to silniki synchroniczne, wzbudzone magnesami trwałymi. Całkowite wymiary opracowanego silnika zostały dostosowane do obręczy koła 17". Prezentowany silnik jest silnikiem elektrycznym z wirnikiem zewnętrznym. Elementem obrotowym jest kadłub, który spełnia funkcję wirnika, w którym rdzeń magnetyczny jest zamontowany z nieruchomymi magnesami trwałymi. Elementem stałym jest tarcza stała z elementami nośnymi, labiryntowy układ chłodzenia i rdzeń magnetyczny stojana.



Rys. 2. Rzeczywisty model silnika elektrycznego SMZs200S32 - KOMEL

Konstrukcja silnika jest ograniczona przez zewnętrzną średnicę, kształt felgi oraz bęben hamulcowy (Rysunek 3).



Rys. 3. Model 3D silnika elektrycznego SMZs200S32 - KOMEL

Elementy silnika można podzielić na części stałe i ruchome, przez które moment obrotowy przenoszony jest bezpośrednio na koło pojazdu. Czujnik położenia wirnika jest niezbędny do sterowania silnikiem. W standardzie silnik posiada enkoder inkrementalny.

Parametry silnika elektrycznego przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Parametry silnika elektrycznego

Parametr	Wartość
Napięcie międzyfazowe U_{LL} , V	200
Moc nominalna P_n , kW	42
Moment nominalny M_n , Nm	400 (for $n_n = 0, 1000 \text{ obrmin}^{-1}$)
Maks. moc P_{max} , kW	~ 80
Maks. moment M_{max} , Nm	~ 900 (for $n_n = 0, 850 \text{ obrmin}^{-1}$)

Silnik jest mocowany do belki przez tarczę stałą/kotwiczną (Rysunek 4).



Rys. 4. Złożenie 3D silnika elektrycznego SMZs200S32 - KOMEL

Układ napędowy wyposażony w dwa silniki tego typu powinien zapewnić dynamiczną jazdę Fiat Panda III. W przypadku pojazdów o większej masie, w celu uzyskania odpowiednio wysokich parametrów jazdy, należy zastosować napęd z czterema silnikami.

4. Badania eksperymentalne

Autorzy postawili sobie za cel zbadanie ruchu pionowego pojazdu podczas pokonywania pojedynczej nierówności drogi o stosunkowo dużej wysokości. Mogą one występować podczas przejazdu przez szyny kolejowe, wyrwy w jezdni, czy też drobne przedmioty leżące na niej. Podobne drgania będą występowały podczas pokonywania progów zwalniających [13, 18]. Celowo wykorzystano dwie różne przeszkody, jedną o kształcie trójkątnym, generującym ruch koła do góry a następnie na dół oraz prostokątny, przy którym ruchy pionowe koła są oddzielone od siebie (Rysunek 5). Do ustalania wymiarów przeszkód wykorzystano graniczne wartości nierówności występujących na drogach wyznaczone w pracy [10] przez autorów O. Kropáč i P. Můčka.



Rys. 5. Przeszkody używane podczas testów

4.1. Opis badań

Do badań wykorzystano samochód osobowy klasy B, w którym zamontowano aparaturę pomiarową (pokazaną na rysunku 6) pozwalającą na pomiary: odległości osi koła od jezdni (1), ugięcia zawieszenia (2), przyspieszeń działających na oś koła (4) oraz na nadwozie pojazdu bezpośrednio nad osią koła (5) i prędkości jazdy (3) oraz prędkości obrotowej koła (6). Wyniki były zapisywane w częstotliwością 100Hz na dysku aparatury pomiarowej [14]. Ciśnienia w oponie były zgodne z zaleceniami producenta pojazdu i takie same w pojeździe bez mas symulujących silniki w kołach i z nimi.



Rys. 6. Obiekt badań z zamontowaną aparaturą pomiarową

4.2. Metodyka prowadzonych badań

Pomiary prowadzono na płaskim, poziomym odcinku jezdni. Do porównań wybrano nierówności jezdni o kształcie: trójkątnym - kątownik L50 (co odpowiada najechaniu na nierówność o wysokości 44 mm o długości podstawy 85 mm) oraz prostokątnym o wysokości 40 mm i długości 200 mm. Na przeszkodę najeżdżano z prędkością ~ 12 km/h. Przy tej prędkości ruchu samochodu i długości nierówności, częstotliwość wymuszeń znajdzie się w zakresie 1-3Hz. Jest to zakres wzmocnienia amplitudy drgań pionowych zawieszenia. Przy większych prędkościach amplitudy drgań pionowych będą silnie tłumione, co wpłynie na zmniejszenie efektu oddziaływania zwiększenia masy nieresorowanej na nadwozie i pasażerów. Na rysunku 7 przedstawiono moment wjazdu kołem na przeszkodę o kształcie prostokątnym.



Rys. 7. Widok pokonywania nierówności drogi przez koło pojazdu

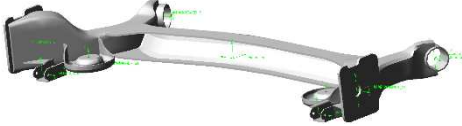
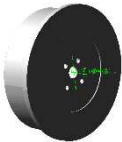



Badania przeprowadzono dla dwóch konfiguracji masy pojazdu: standardowy pojazd i z dodatkowymi masami symulującymi zabudowanie silników elektrycznych w kołach. Masa związana z kołem odpowiadała masie wirnika a masa zamocowana w zawieszeniu masie stojana. Przyjęto, że sztywność sprężyn zawieszonych i współczynnik tłumienia amortyzatora jest taki sam dla obu konfiguracji. Wyznaczone z pomiarów parametry pracy zawieszenia były w dalszej części wykorzystane do walidacji modelu symulacyjnego tylnego zawieszenia pojazdu.

5. Model wielocłonowy układu tylnego zawieszenia

Do tworzenia modeli brylowych części układu tylnego zawieszenia pojazdu z silnikami elektrycznymi wbudowanymi w koła zastosowano pakiet Autodesk Inventor. Analizę

dynamiki badanego układu wykonano z użyciem pakietu MSC.Adams. Tab 1. zawiera zestawienie części stosowanych w modelu dynamiki wraz z ich parametrami masowymi. Większość elementów wymienionych w tabeli odwzorowuje rzeczywiste części zawieszenia. Jedynym wyjątkiem jest stojan i wirnik, których parametry masowe zostały dobrane tak, aby odzwierciedlały zawarte w nich składniki silników elektrycznych. W przypadku niektórych części zastosowano uproszczenia polegające na usunięciu rowków w oponie, czy też wyeliminowanie zaokrągleń i sfazowań w przypadku pozostałych części. Wszystkie wprowadzone zmiany nie mają większego wpływu na wyniki symulacji dynamiki, jednak ułatwiają one import modeli geometrycznych do pakietu MSC.Adams.

Tabela 2. Parametry masowe układu tylnego zawieszenia

Nazwa części	Masa [kg]	Masowy moment bezwładności [kgm ²]		
	m	I_x	I_y	I_z
Belka zawieszenia				
	20.2	4.7725	4.4934	0.3407
Stojan				
	24	0.5418	0.2999	0.2997
Półoś				
	1.4	1.4663×10^{-3}	1.2233×10^{-3}	1.1155×10^{-3}
Tarcza				
	1.9	1.7616×10^{-2}	9.1581×10^{-3}	9.1406×10^{-3}
Bęben hamulcowy				
	5.3	5.3173×10^{-2}	2.8430×10^{-2}	2.8430×10^{-2}

Wirnik



12 0.3694 0.1989 0.1988

Obręcz



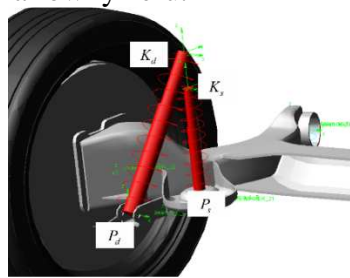
8.9 0.2822 0.1681 0.1676

Opona



7 1.1403 0.6383 0.6382

Amortyzator jest modelowany jako element sprężysto-tłumiący, którego pierwszy punkt mocowania znajduje się na belce zawieszenia, natomiast drugi jest modelowany jako wirtualny punkt związany z ostoją (Rysunek 8). Współrzędne drugiego punktu wynikają z jego umiejscowienia na nadwoziu pojazdu, które nie jest w modelu dynamiki uwzględniane. Współrzędne te zostały określone na podstawie dostępnej dokumentacji pojazdu. W przypadku sprężyny wartość współczynnika tłumienia jest równa zero. Podobne podejście stosuje się dla amortyzatora, z tą różnicą, że zakłada się niezerową wartość współczynnika tłumienia, a współczynnik sztywności ustala na równy zero.



Rys. 8. Widok sprężyny i amortyzatora

Parametry sprężyny i amortyzatora przedstawiono w Tab. 2.

Tabela 3. Parametry sprężyn i tłumików przyjęte w symulacjach

parametr	sprężyny		tłumiki	
	lewy	prawy	lewy	prawy
współrzędne punktu $P_i _{\hat{a}\{s,d\}}$ [m]	0.455	-0.455	0.53	-0.53
	-0.2	-0.2	-0.315	-0.315
	0.006	0.006	0.006	0.006
współrzędne punktu $K_i _{\hat{a}\{s,d\}}$ [m]	0.455	-0.455	0.53	-0.53
	-0.2	-0.2	-0.125	-0.125
	0.231	0.231	0.271	0.271

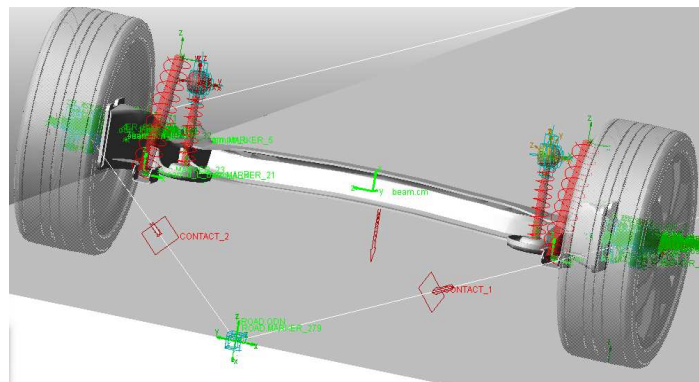
współczynniki sztywności k_s [Nm^{-1}]	1.2×10^4
	1.8×10^4
	2.4×10^4
długość początkowa [m]	0.35
	1.2×10^3
współczynniki tłumienia c_s [Nsm^{-1}]	2.4×10^3
	3.6×10^3

Między oponą i jezdnią wprowadzono elementy modelujące kontakt. Przyjęto standardowy model kontaktu, ponieważ pojazd porusza się ze stałą prędkością w linii prostej. Parametry kontaktu zestawiono w Tab. 4.

Tabela 4. Parametry kontaktu opona-jezdnia

Contact parameters	Value
Współczynnik sztywności k_{tr} , Nm^{-1}	5.2×10^5
Wykładnik siły δ	1.1
Współczynnik tłumienia c_{tr} , Nsm^{-1}	4.8×10^3
Współczynnik tarcia statycznego μ_s	0.8
Współczynnik tarcia kinetycznego μ_d	0.6
Prędkość wyjścia z fazy tarcia statycznego v_s , ms^{-1}	0.1
Prędkość wejścia do fazy tarcia dynamicznego v_f , ms^{-1}	1

Współczynnik sztywności sprężyny ($1.8 \times 10^4 \text{Nm}^{-1}$), współczynnik tłumienia amortyzatora ($2.4 \times 10^3 \text{Nsm}^{-1}$) i parametry kontaktu droga-opona stosowane w modelu numerycznym walidowano za pomocą wyników eksperymentalnych wykonanych dla pojazdu bez silników wbudowanych w koła. Model dynamiki układu wielocłonowego układu tylnego zawieszenia pokazano na rysunku 9.



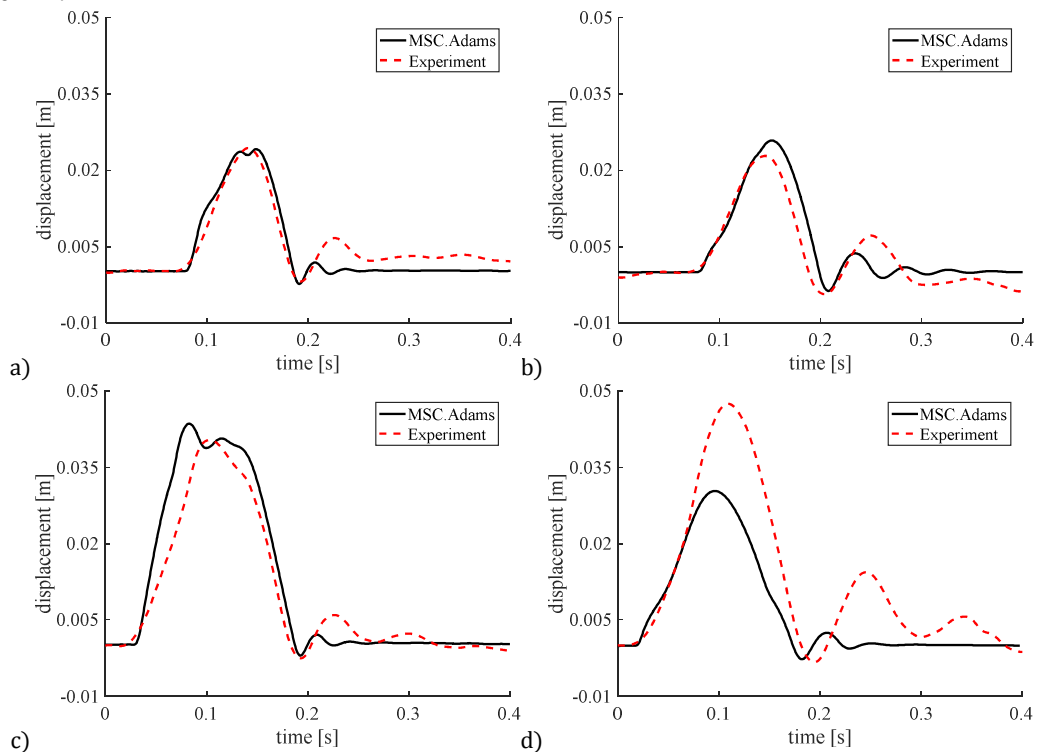
Rys. 9. Model wielocłonowy układu tylnego zawieszenia

W celu uwzględnienia wpływu masy nadwozia do modelu dodano dwie masy skupione (180 kg).

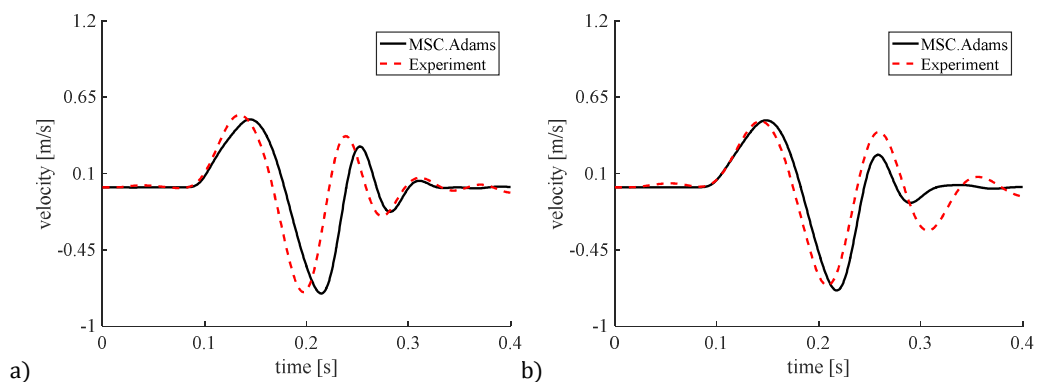
6. Obliczenia numeryczne i wyniki eksperymentu

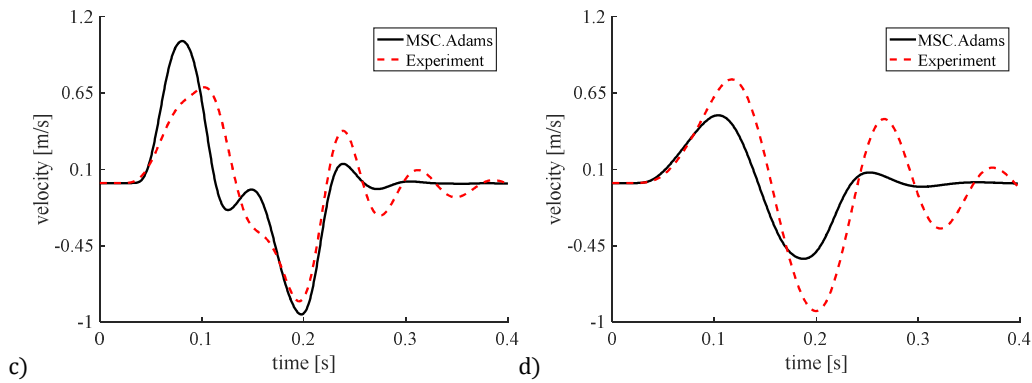
Porównanie wyników uzyskanych z obliczeń numerycznych z wynikami otrzymanymi z eksperymentu przedstawiono na rysunkach 10-12. Wyniki po lewej stronie pokazują przemieszczenie (z), prędkość (u_z) i przyspieszenie (a_z) środka koła uzyskane dla układu tylnego zawieszenia, w którym pomijane są dodatkowe masy w kołach. Wyniki po prawej

stronie przedstawiają wyniki uzyskane dla układu z zamontowanymi dodatkowymi masami w kołach, symulującymi obecność silników elektrycznych. Przemieszczenie zmierzone bezpośrednio podczas eksperymentu oraz te wyznaczone z symulacji numerycznych interpolowano za pomocą funkcji sklepanych trzeciego stopnia. Prędkość i przyspieszenie zostały obliczone numerycznie przy użyciu różnic skończonych centralnych. W celu wyeliminowania z odpowiedzi dynamicznej częstotliwości wyższych niż 16 Hz użyto filtr dolnoprzepustowy Butterwortha 4-rzędu. Takie podejście można wyjaśnić tym, że najwyższe przyspieszenia można zaobserwować dla częstotliwości poniżej 16 Hz. Dodatkowo drgania, wzbudzone podczas przejazdu przez przeszkodę, również mieszczą się w tym zakresie. Co więcej dowodzi się, że dyskomfort pasażera jest najbardziej odczuwalny dla częstotliwości od 3 do 10 Hz.

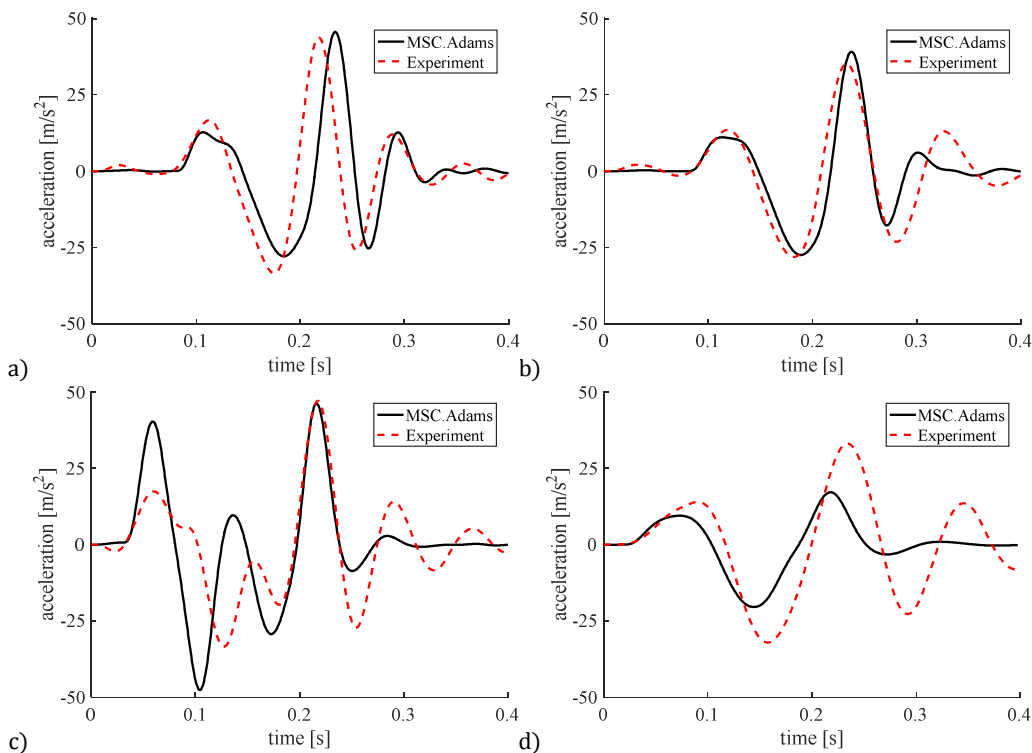


Rys. 10. Przemieszczenie pionowe koła a) i b) przeszkoda trójkątna bez i z silnikami c) i d) przeszkoda prostokątna bez i z silnikami





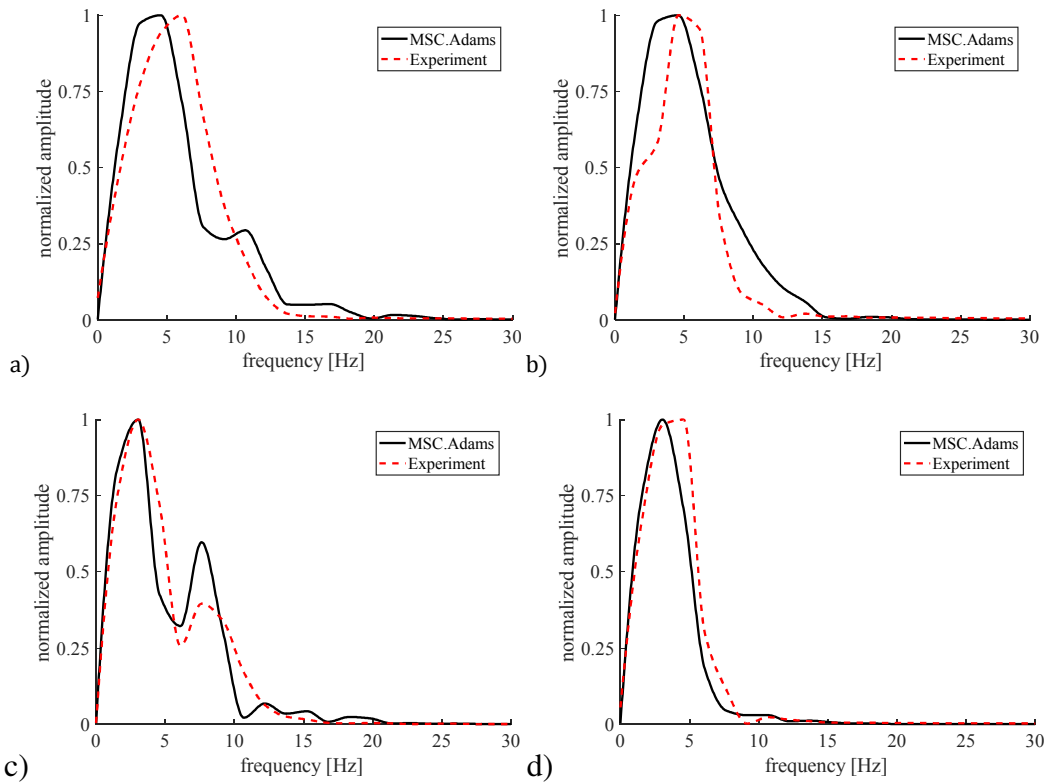
Rys. 11. Prędkość pionowa koła a) i b) przeszkoda trójkątna bez i z silnikami
c) i d) przeszkoda prostokątna bez i z silnikami



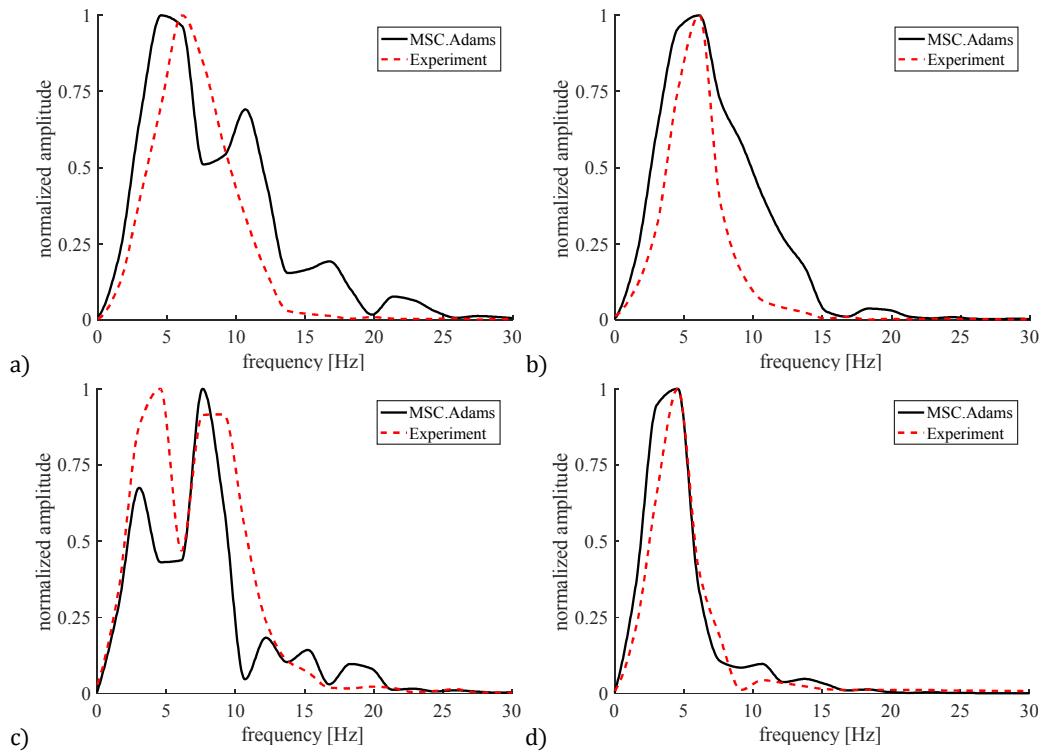
Rys. 12. Przyspieszenie pionowe koła a) i b) przeszkoda trójkątna bez i z silnikami
c) i d) przeszkoda prostokątna bez i z silnikami

Analizując otrzymane przebiegi, można zaobserwować dobrą zgodność wyników uzyskanych z modelu symulacyjnego z wynikami uzyskanymi z pomiarów eksperymentalnych. Okres i amplituda drgań uzyskanych z symulacji są zbliżone do tych zmierzonych.

Na rysunkach 13 i 14 pokazano charakterystykę częstotliwościową otrzymaną dla prędkości i przyspieszenia.



Rys. 13. Charakterystyka częstotliwościowa dla prędkości koła a) i b) przeszkoda trójkątna bez i z silnikami, c) i d) przeszkoda prostokątna bez i z silnikami



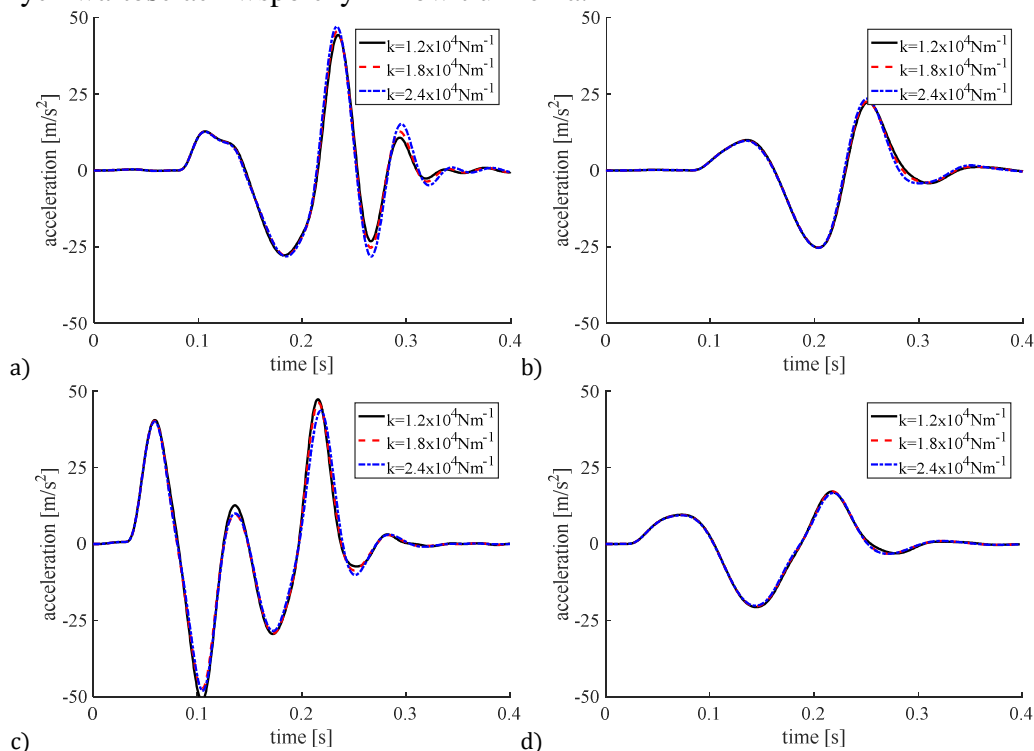
Rys. 14. Charakterystyka częstotliwościowa dla przyspieszenia koła a) i b) przeszkoda trójkątna bez i z silnikami, c) i d) przeszkoda prostokątna bez i z silnikami

Jak można zauważyć, w przypadku przejazdu pojazdu przez przeszkodę trójkątną, zawieszenie zachowuje się jak układ o jednym stopniu swobody w rozważanym zakresie częstości. Częstość drgań własnych układu, uzyskana z modelu obliczeniowego i

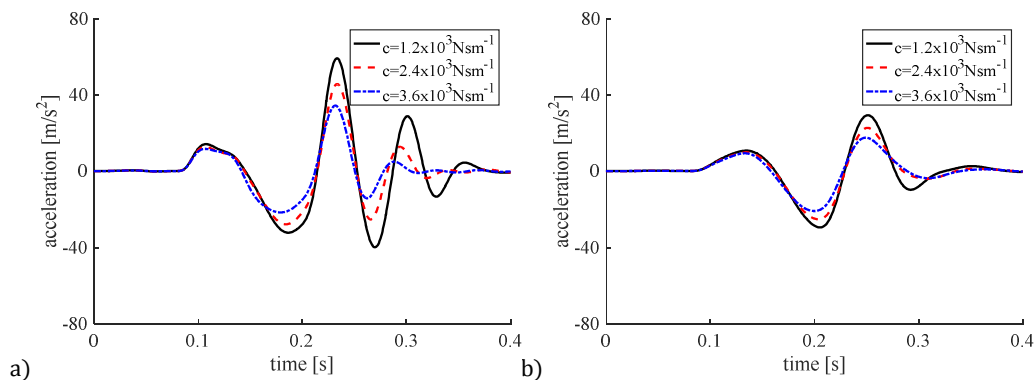
eksperymentu, wynosi około 4.5 Hz. W przypadku przejazdu przez przeszkodę prostokątną można zauważyć, że wzbudza się dodatkowa częstość ok. 10 Hz. Jeśli wprowadzona zostanie dodatkowa masa nieresorowana, to częstość ta zanika, podczas gdy pierwsza z uzyskanych częstości własnych wciąż występuje w widmie przyspieszania i prędkości, pomimo wprowadzonych zmian strukturalnych. Można zauważyć, że różnice między prezentowanymi przebiegami nie są duże i nie przekraczają 5%.

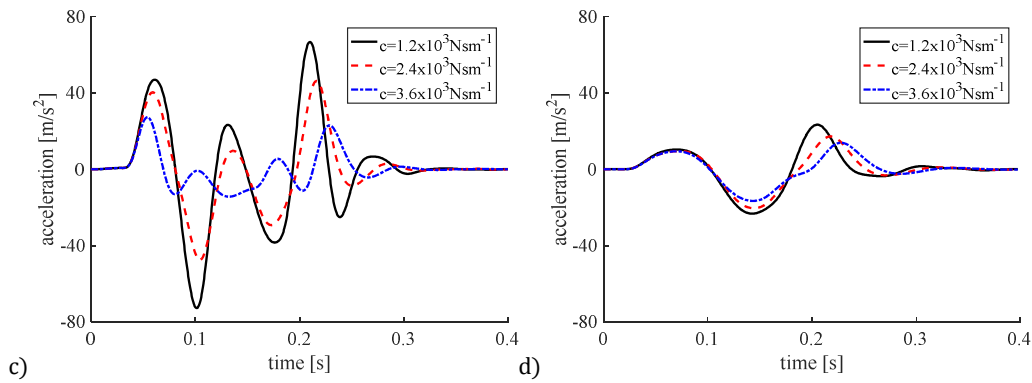
W dalszych rozważaniach analizowany jest wpływ sztywności sprężyny i współczynnika tłumienia amortyzatora na odpowiedź dynamiczną układu tylnego zawieszenia.

Na rysunkach 15 i 16 przedstawiono przebiegi czasowe przyspieszenia środka koła uzyskane z symulacji numerycznych. W przypadku rysunku 15 przyjmuje się, że wartość współczynnika tłumienia jest stała ($c=2.4 \times 10^3 \text{ Nsm}^{-1}$), a w czasie symulacji zmieniano sztywność sprężyny. Na rysunku 16 przedstawiono przebiegi uzyskane dla sprężyny o stałej sztywności ($k=1.8 \times 10^4 \text{ Nm}^{-1}$) i różnych wartościach współczynników tłumienia.



Rys. 15. Przyspieszenie pionowe koła dla różnych wartości sztywności sprężyny a) i b) przeszkoda trójkątna bez i z silnikami, c) i d) przeszkoda prostokątna bez i z silnikami

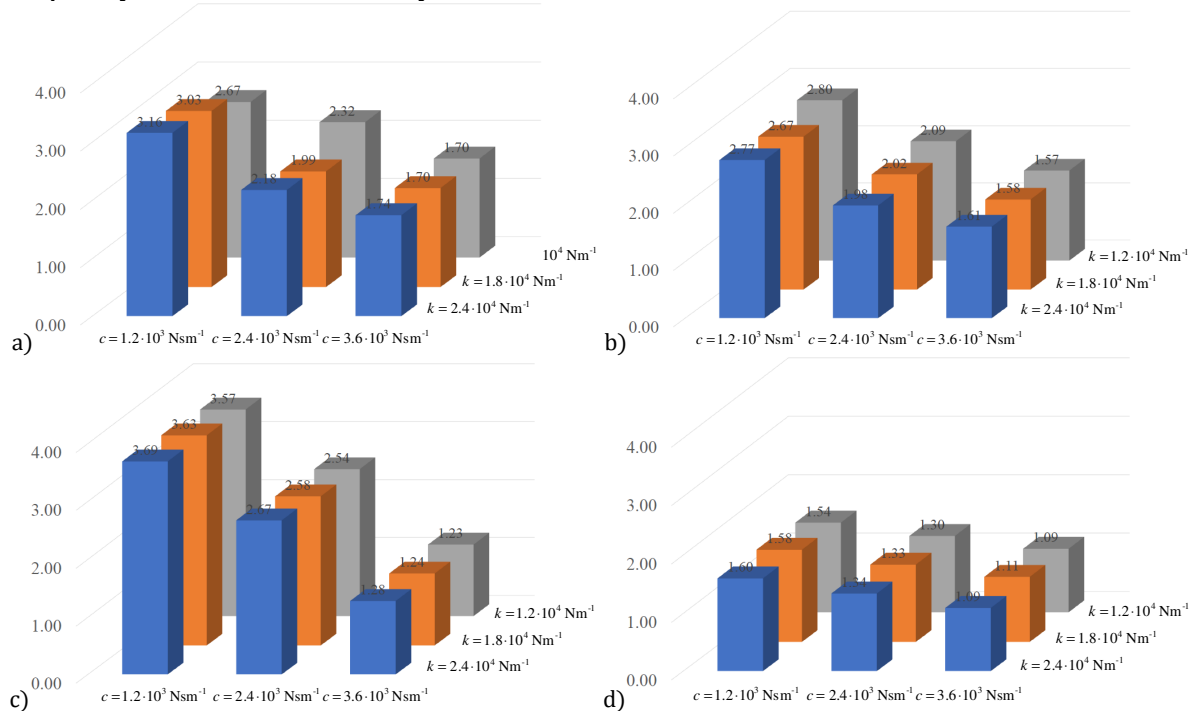




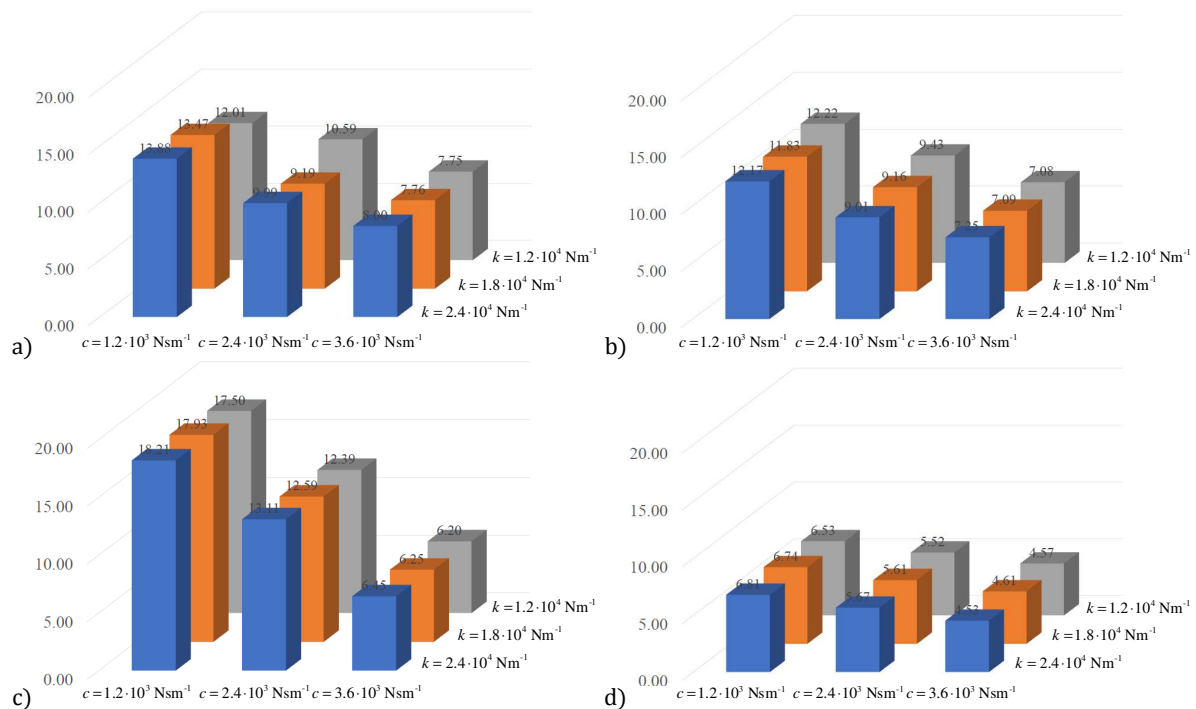
Rys. 16. Przyspieszenie pionowe koła dla różnych wartości współczynników tłumienia a) i b) przeszkoda trójkątna bez i z silnikami, c) i d) przeszkoda prostokątna bez i z silnikami

Można zauważyć, że zmiana sztywności zawieszenia sprężyny ma niewielki wpływ na odpowiedź dynamiczną układu. Znaczące różnice w przebiegach czasowych przyspieszenia środka koła można zaobserwować, gdy zmienia się współczynnik tłumienia amortyzatora. Można zauważyć również, że wprowadzenie dodatkowej masy zmniejsza przyspieszenia kół, co może przełożyć się na niższe siły dynamiczne.

Na rysunkach 17 i 18 przedstawiono wartości współczynników *RMS* i *VDV* uzyskane dla przebiegu przyspieszania pasażera siedzącego nad kołem dla różnych sztywności sprężyny i współczynnika tłumienia amortyzatora.



Rys. 17. Wartości RMS a) i b) przeszkoda trójkątna bez i z silnikami, c) i d) przeszkoda prostokątna bez i z silnikami



Rys. 18. Wartości VDV a) i b) przeszkoda trójkątna bez i z silnikami, c) i d) przeszkoda prostokątna bez i z silnikami

Analizując wartości *RMS* i *VDV* można stwierdzić, że niewielka zmiana współczynnika tłumienia znacząco wpływa na siły dynamiczne działające na układ tylnego zawieszenia. Tylko duża zmiana sztywności sprężyny zawieszenia może mieć wpływ na odpowiedź dynamiczną układu. Z wykresów pokazanych na rysunku 18 wynika, że zamontowanie silników w kołach wywołuje wyraźny wzrost wartości wskaźnika VDV z 6 do 12 dla obu rodzajów nierówności. Co prawda wartości te mieszczą się w zakresie średnim, określonym przez normę ISO 2631, to zwiększenie tłumienia w zawieszeniu może sprowadzić wartości wskaźnika VDV do zakresu nie mającego wpływu na zdrowie człowieka.

7. Podsumowanie i wnioski

W pracy przedstawiono wyniki badań wstępnych dynamiki układu tylnego zawieszenia samochodu Fiat Panda III z silnikami elektrycznymi zamontowanymi na kołach. Model obliczeniowy, opracowany w pakiecie MSC.Adams, został zwalidowany w oparciu o wyniki uzyskane w testach drogowych wykonanych dla pojazdu bez silników zabudowanych w kołach. Korzystając z zweryfikowanego modelu obliczeniowego wykonano serię symulacji dla pojazdu z silnikami wbudowanymi w koła, a następnie otrzymane wyniki porównano z eksperymentem. Przeprowadzone analizy wykazały dużą zgodność zaproponowanego modelu symulacyjnego z eksperymentem. Model ten dalej wykorzystano do analizy wpływu sztywności sprężyn zawieszenia i współczynników tłumienia amortyzatorów na dynamikę pojazdu.

Wykonane analizy pozwalają stwierdzić, że:

- zmiana (zwiększenie i zmniejszenie) sztywności sprężyn zawieszenia w analizowanym zakresie nieznacznie wpływa na dynamikę pracy zawieszenia,
- zwiększenie tłumienia w amortyzatorze, co potwierdzają wyniki badań i analiz, powoduje znaczne zmniejszenie amplitud przyspieszenia, a jego zmniejszenie powoduje wzrost amplitud, ,

- montaż silników elektrycznych w kołach pojazdu zmniejsza amplitudę przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń środka koła,
- zarówno wskaźniki RMS, jak i VDV uzyskane dla przyspieszenia tylnego siedzenia są maleją po zamontowaniu silników w kołach,
- rodzaj przeszkody, którą pokonuje pojazd, wpływa na wielkość wskaźników *RMS* i *VDV* oraz ich "wrażliwość" na zmianę tłumienia,

Wyniki otrzymane z przeprowadzonych symulacji numerycznych w dużym stopniu pokrywają się z wynikami badań eksperymentalnych wykonanych na rzeczywistym modelu zawieszenia. Prezentowany model można z powodzeniem stosować do oceny komfortu pasażerów podczas jazdy. Prezentowane w niniejszej pracy wyniki badań naukowych są efektem współpracy Instytutu Napędów Elektrycznych i Maszyn KOMEL oraz Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

Podziękowania: Projekt „Innowacyjne Rozwiązania Napędu Bezpośredniego Pojazdów Elektrycznych”, współfinansowany ze środków NCBiR w ramach programu LIDER VII, zgodnie z umową: LIDER/24/0082/L-7/15/NCBR/2016

Literatura

1. Anderson M, Harty D. Unsprung Mass with In-Wheel. Motors - Myths and Realities. 10th International Symposium on Advanced Vehicle Control. Loughborough, UK, 2010: 261-266.
2. Bernatt J, Król E. Comparison of two versions of electric motors used in a drivetrain of an electric car. The 25th World Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium & Exhibition, EVS-25 Shenzhen, China, Nov. 5-9, 2010.
3. Chłopek Z. Research on energy consumption by an electrically driven automotive vehicle in simulated urban conditions. Maintenance and Reliability 2013; 15(1): 75-82
4. Dixon J C. Suspension Geometry and Computation, Willey, Chichester 2009.
5. Dukalski P, Będkowski B, Wolnik T, Urbaś A, Augustynek K. Założenia projektu silnika do zabudowy w piaście koła samochodu elektrycznego. Maszyny Elektryczne - Zeszyty Problemowe; 2/2017 (114): 263-272.
6. Dzida J. Porównanie różnych sposobów kierunkowego napędzania pojazdów silnikami elektrycznymi. Napędy i Sterowanie 2017; 2: 50-55.
7. Ehsani M, Gao Y, Gay S E, Emadi A. Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cells Vehicles, Fundamentals, Theory and Design. CRC Press; London 2017: 99-116.
8. Griffin M J. Handbook of Human Vibration, Academic Press, London 1990.
9. Król E, Rossa R. Modern magnetic materials in permanent magnet synchronous motors IEEE Xplore: 25 October 2010, 10.1109/ICELMACH.2010.5607962.
10. Kropáč O., Múčka P. Shapes of obstacles in the longitudinal road profile. Shock and Vibration 2011; 18: 671–682.
11. Kulkarni A, Ranjha S A, Kapoor A. A quarter-car suspension model for dynamic evaluations of an in-wheel electric vehicle. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 2018; 232(9): 1139-1148.
12. Merksiz J, Pielecha I. Układy elektryczne pojazdów hybrydowych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2015; 12(19): 139-154
13. Pacejka H B. Tire and vehicle dynamics, SAE, Warrendale 2006.
14. Parczewski K, Wnęk H. Impact of tire inflation pressure during overcoming of road unevenness. Proceedings of 21th International Conference Transport Means. Kaunas, Part 1; 2017: 154-157.

15. Ślaski G, Gudra A, Borowicz A. Analysis of the influence of additional unsprung mass of in-wheel motors on the comfort and safety of a passenger car. *The Archives Of Automotive Engineering* 2014; 3(65): 51-64.
16. Watts A, Vallance A, Fraser A, Whitehead A. Integrating In-Wheel Motors into Vehicles - Real-World Experiences. *SAE Int. J. Alt. Power* 2012; 1(1): 289-307.
17. Wicher J., Więckowski D. Influence of vibrations of the child seat on the comfort of child's ride in a car. *Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability* 2010; 48(4): 102-110.
18. Zegelaar P W A. The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevenness's, PhD Thesis Delft University of Technology, Delft 1998.
19. ISO 2631-1:1997 Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements. International Organization for Standardization, 1997.